DISEÑO DE UN ROBOT NEUMÁTICO PARA LIMPIEZA DE CRISTALES INACCESIBLES

Proyecto realizado por:
Nº GRUPO Y NOMBRE DE LOS COMPONENTES
Septiembre de 2005
(Actualización Junio 2008)

1. INTRODUCCIÓN 3
2. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA MÁQUINA 4
3. PRESELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS NEUMÁTICOS 8
4. CÁLCULOS DE LOS ELEMENTOS NEUMÁTICOS 10
4.1. Elección de los elementos de vacío: ventosas y actuador de giro (3A y 4A) 10
4.2. Selección del actuador con guías 2A 15
4.3. Selección del actuador de movimiento de avance 1A 20
4.4. Selección del actuador de giro 5A 25
5. ESQUEMAS 30
5.1. Esquema neumático 30
5.2. Esquema eléctrico 31
5.3. GRAFCET 32
6. PROGRAMA DEL PLC EN DIAGRAMA DE CONTACTOS 34
7. PRESUPUESTO 43
7.1. Elementos comerciales de neumática y control 43
7.2. Elementos comerciales de estructura 43
7.3. Piezas no comerciales 44
7.4. Diseño 44
7.5. Montaje y puesta a punto 44
8. MANUAL DE INSTRUCCIONES 45
8.1. Puesta en marcha de la parte neumática 45
8.2. Puesta en marcha de la parte eléctrica de la máquina 46
8.3. Funcionamiento de la máquina 46
9. PLANOS 47

1. INTRODUCCIÓN

Se trata de diseñar un robot neumático que suba por las ventanas, se mueva en dos direcciones – de arriba abajo y de izquierda a derecha – y se le pueda añadir algún elemento de trabajo para limpiar cristales.

Uno de los principios que se van a tener en cuenta en todo momento en el diseño de este proyecto es la SEGURIDAD. Para ello se deberá tender a minimizar al máximo el tamaño y el peso de la máquina.

La ejecución de este proyecto se realizará en el laboratorio de neumática de TECNUN con la idea de servir de modelo para los alumnos de la asignatura. Igualmente se pretende que sea una máquina-exposición del trabajo que se desarrolla en el laboratorio. Por todo ello en el diseño y en la ejecución se debe tener siempre en mente la palabra FIABILIDAD. Esta máquina no debe requerir apenas de mantenimiento.

2. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA MÁQUINA

Se pretende realizar una máquina que se mueva en dos ejes mediante actuadores neumáticos y que se sujete a las ventanas mediante ventosas que se adhieren por la generación de vacío.

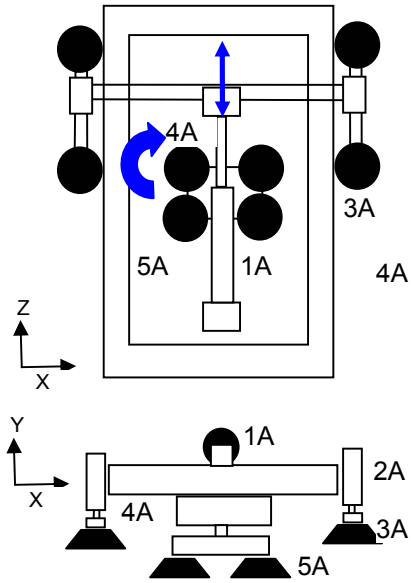


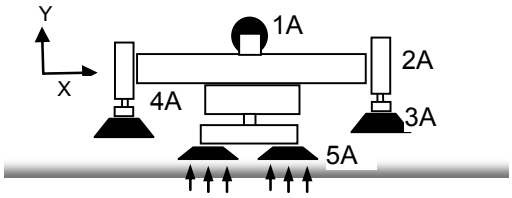
Figura 1.- Esquema básico del prototipo.

Antes de explicar la secuencia de movimientos es preciso aclarar que se denomina:

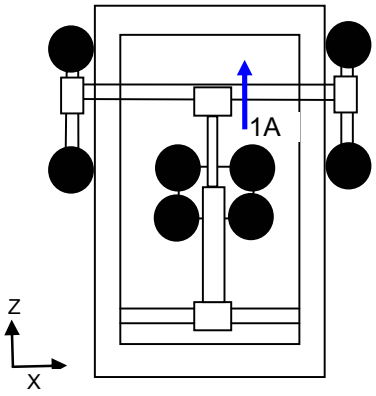
- **1A** al cilindro que realiza un movimiento lineal según el **eje Z** (o ejeX cuando gire 5A).
- **2A** son los dos cilindros que realizan un movimiento lineal según el **eje Y**.
- **3A** son las ventosas exteriores.
- **4A** es el actuador de giro de 90º para pasar de movimiento lineal según el eje Z a movimiento lineal según el eje X. La carcasa del actuador de giro está unida al bastidor por lo que una vez sujeto por las ventosas 3A a la ventana cuando gire 90º lo hará el bastidor y por lo tanto toda la máquina.
- **5A** son las ventosas interiores que sujetan el actuador de giro a la ventana.

Para un movimiento de subida según el eje Z la secuencia de movimientos sigue los siguientes pasos:

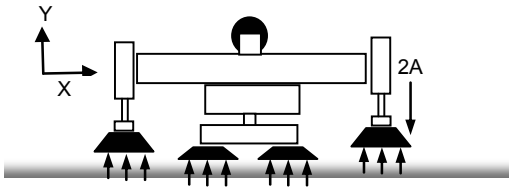
1. En un primer momento las ventosas **5A** que son las que sujetan toda la estructura que básicamente es un bastidor de forma rectangular están succionando. Además inicialmente el actuador de giro debe estar en la posición de 0º.



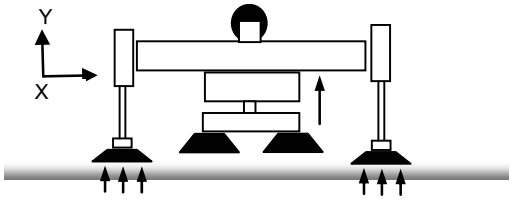
2. Seguidamente se debe accionar el actuador **1A**. Se supone que el tiempo necesario para realizar este movimiento es de **0,5 s**.



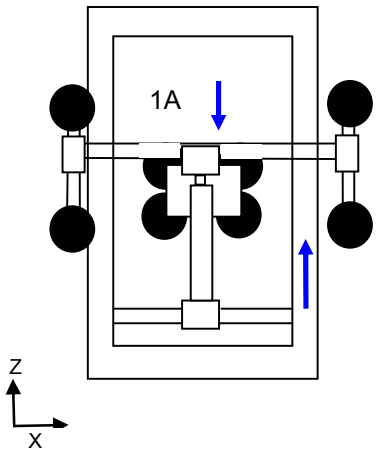
3. Después se mueven los actuadotes **2A** a la vez que se acciona el generador de vacío de las ventosas **3A**. En cuanto tomen contacto con la ventana se detectará el vacío. Se supone un tiempo de **0,25 s** para realizar este movimiento.



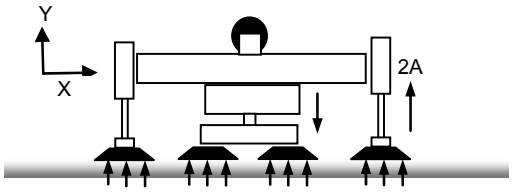
4. Una vez se detecte el vacío en las ventosas **3A** se dejará de generar vacío en las ventosas **5A** para que se suelte de la parte interior. Entonces finalizarán el movimiento los actuadores **2A** separando ligeramente el bastidor de la ventana.



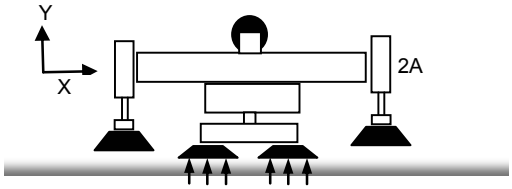
5. Cuando se detecta los finales de carrera de **2A** se hace volver el vástago del cilindro **1A** que como está fijado al bastidor hará que este suba según el eje Z. Se supone el mismo tiempo que en el movimiento de salida del vástago.



6. Se debe volver a sujetar toda la máquina mediante las ventosas **3A** para ello se vuelve a hacer entrar los actuadotes **2A** y a accionar las ventosas **3A**. Se supone que el tiempo necesario es el mismo que en la salida del vástago.



7. Para finalizar una vez que se detecta vacío en **3A** se desactiva el vacío en las ventosas interiores.



Para un movimiento según el eje horizontal (eje X de la figura 1) se debe girar 90º toda la estructura mediante el actuador **4A** y seguir el mismo procedimiento descrito anteriormente. Para el movimiento de giro del actuador **4A** se supone **1 s**. Se hace un movimiento lento porque los actuadores de giro están limitados por la energía cinética máxima que pueden realizar. En el diseño se debe tener en cuenta que este elemento debe estar situado lo más cerca posible del centro de gravedad total de la máquina para minimizar el momento de inercia en el giro.

Si el movimiento en vez de subida es de bajada o de movimiento hacia la derecha la secuencia es parecida a la descrita anteriormente pero suprimiendo el paso 2 y cambiando el movimiento del paso 5. En vez de entrar el vástago debe ser movimiento de salida de vástago.

Esquematizando los movimientos de salida de vástago, giro de 90º o succión de las ventosas como +; de entrada de vástago, giro a 0º y no succión de las ventosas como -, podemos resumir las cuatro secuencias cómo:

SUBIDA: 5A+ / 4A- / 1A+ / 2A+ 3A+/ 5A- / 1A- / 2A- / 5A+ / 3A-

BAJADA: 5A+ / 4A- / 2A+ 3A+/ 5A- / 1A+ / 2A- / 5A+ / 3A-

DERECHA: 5A+ / 4A+ / 1A+ / 2A+ 3A+/ 5A- / 1A- / 2A- / 5A+ / 3A-

IZQUIERDA: 5A+ / 4A- / 2A+ 3A+/ 5A- / 1A+ / 2A- / 5A+ / 3A-

Sumando los tiempos parciales supuestos para cada actuador, se prevé un tiempo de ciclo de **2,5 s**.

3. PRESELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS NEUMÁTICOS

Se eligen según su función dentro del proceso los siguientes elementos neumáticos:

1A: Un actuador de doble efecto sencillo (ISO 6432) para el movimiento de traslación tanto de arriba abajo como de izquierda a derecha.

Figura 2.- Actuador normalizado según ISO 6432.

2A Son los actuadotes que deben realizar un movimiento de una carrera corta desplazando una masa relativamente pequeña: el de las ventosas 4A más el material estructural necesario. Sin embargo la limitación más importante que tienen es que deben aguantar a flexión todo el peso de la máquina. Además el vástago debe ser anti-giro. Por ello se piensa en un principio en la utilización de actuadores con guías.

Figura 3.- Actuador con guías para aguantar momentos flectores.

3A y 4A Son las 8 ventosas que trabajaran secuencialmente 4 y 4 para sujetar la máquina en el avance. La mayor limitación que deben aguantar es a cortadura. Es decir el rozamiento entre ventosa y vidrio de la ventana soportará todo el peso de la máquina. Deben de ser planas para que aguanten el esfuerzo cortante.

Se debe elegir un generador de vacío para cada uno de los grupos de ventosas.

Figura 4.- Ventosa.

5A Es el actuador de giro que al recibir presión realiza un giro de 90º. La mayor limitación será el momento de inercia que puede realizar. Se piensa en un principio en un actuador piñón-cremallera que son los que mayor par nos pueden dar aunque teniendo en cuenta que también son los de mayor peso. Para reducir el momento de inercia deberán colocarse los elementos de forma conveniente para que el centro de gravedad esté lo más cercano posible al eje de giro de este actuador.

Figura 5.- Actuador de giro tipo piñón-cremallera.

4. CÁLCULOS DE LOS ELEMENTOS NEUMÁTICOS

Como todavía no se ha dimensionado se va a partir de unas hipótesis previas:

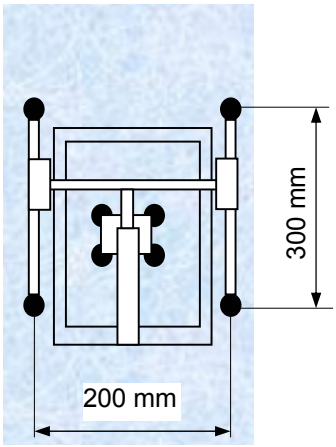


Figura 6.- Croquis de la máquina.

1. Las dimensiones generales serán más o menos las que se ven en la figura 6.
2. Se considera una masa total del prototipo de m_t= 6 kg
3. Presión de trabajo de 5 bar

4.1. Elección de los elementos de vacío: ventosas y actuador de giro (3A y 4A)

Se eligen ventosas de caucho nitrílico (NBR) porque dejan menos huella y de 30 mm de diámetro. Referencia **34587 VAS-30-1/8-NBR** de **FESTO**.

Se elige un generador de vacío 193 526 VN-05-H-T3-PQ2-VA4-RO1

Se utiliza la gráfica de presión de vacío – presión de trabajo (Figura 7) correspondiente al generador de vacío preseleccionado. Si se entra con el dato de presión de trabajo de 5 bar se obtiene un vacío de cerca de 0,9 bar pero se puede observar que con una presión de trabajo menor el grado de vacío se mantiene sin embargo como se sabe trabajar a menor presión implica un ahorro energético por lo que se toma la decisión de en este caso usar una presión de **4 bar**. Con esta nueva presión de trabajo se puede observar que el vacío será un poco mayor que **0,8 bar**. Se va a usar ese dato de 0,8 bar para cálculos posteriores.

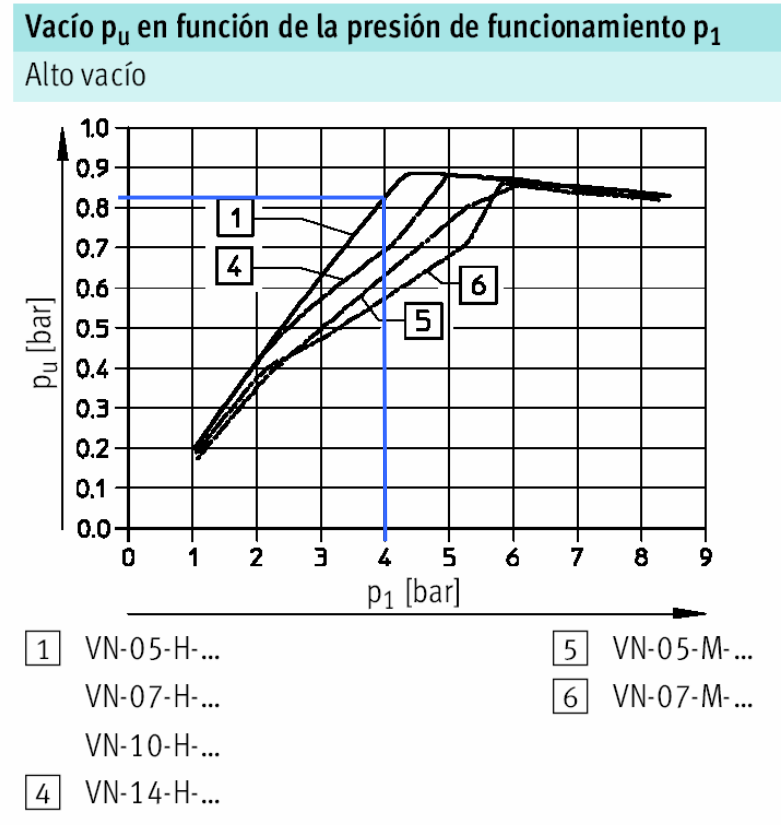


Figura 7.- Gráfica de vacío generado a partir de la presión de trabajo.

Las ventosas tienen que aguantar un esfuerzo a cortadura que es el peso del prototipo más las fuerzas debidas a la aceleración.

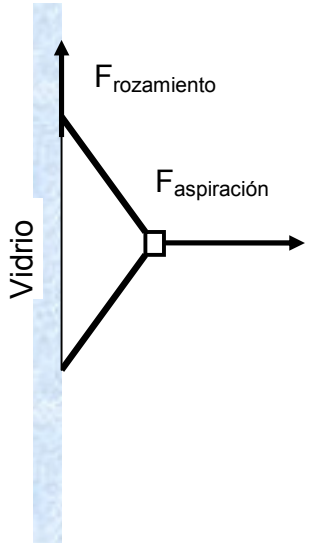


Figura 8.- Esquema de esfuerzos sobre la ventosa.

Haciendo un equilibrio de fuerzas se tiene que:

$$F_{rozamiento} = m \cdot (g + a) \cdot S$$

m es la masa del prototipo,

g la aceleración gravitatoria,

a la aceleración del prototipo en el movimiento de subida que es el más desfavorable y

S es el factor de seguridad que según catálogo puede estar entre 1,5 y 2.

Cómo se sabe la fuerza de rozamiento es proporcional a la normal que en este caso es la fuerza de aspiración, por lo tanto:

$$F_{aspiración} \cdot \mu = m \cdot (g + a) \cdot S$$

De catálogos se ha obtenido un dato de coeficiente de rozamiento entre vidrio y goma de μ =0,5. El dato de la fuerza de aspiración depende de la presión de vacío y de la sección de la ventosa a utilizar. Como se ha tomado por hipótesis una ventosa de diámetro 30. Si se va al catálogo se obtiene que:

Datos técnicos generales

Diámetro de la ventosa [mm]	Construcción	Conexión de vacío	Tipo de fijación	Diámetro nominal [mm]	Diámetro útil de la ventosa [mm]	Dureza Shore	Fuerza de separación con 70% de vacío [N]	Peso		
								NBR [g]	PUR [g]	SI [g]
1	Conexión de vacío en la parte superior, redonda estándar	M3	Rosca para atornillar	0,4	0,8	55±5	0,035	1	–	–
2		M3		1	1,6	55±5	0,14	11	–	–
5		M5		1,5	4	55±5	0,9	2	–	–
8		M5 1)		2	5,5	73	1,6	4	4	2
10		M5		2	8	73	4,5	3	3	3
15		G1/8		3	12	73	7,9	11	11	6
30		G1/8		3	25	73	34	13	13	7
40		G1/4		4	32	73	56	26	27	13
55		G1/4		4	44	73	106	32	32	16
75		G1/4		4	60	73	197	76	78	36
100		G1/4		4	85	73	397	138	142	67
125		G3/8		7	105	73	606	152	148	148

1) VAS-8-M5-S: boquilla para tubo flexible con diámetro nominal 3, conexión lateral

Figura 9.- Tabla de catálogo comercial para selección de ventosas.

Para un vacío del 70% se obtiene una fuerza de succión de 34 N. Cómo se tiene un vacío de 80% la fuerza será:

$$F_{aspiración} = \frac{0,8}{0,7} \cdot 34 = 38,86N$$

Como se va disponer de cuatro ventosas para sujetar el peso del prototipo se multiplicará la fuerza de rozamiento por 4. De tal forma que:

$$(g+a)=\frac{4\cdot F_{aspiración}\cdot\mu}{m\cdot S}=\frac{4\cdot 38{,}86\cdot 0{,}5}{6\cdot 1{,}5}=8{,}63\,{}^{m}\!/_{s^2}$$

Debido a que ese dato es menor que la aceleración gravitatoria se debe deducir que la tesis de usar ventosas de diámetro 30 no es correcta. Se debe usar unas ventosas mayores que proporcionen mayor fuerza de aspiración para que la aceleración soportable sea mayor que la gravitatoria. Si se coge ahora como tesis el siguiente diámetro normalizado que es 40 se puede ver en la tabla del catálogo que la fuerza a una presión de 0,7 es de 56 N. Por lo tanto

$$F_{aspiración}=\frac{0{,}8}{0{,}7}\cdot 56=64N$$

y

$$(g+a)=\frac{4\cdot F_{aspiración}\cdot\mu}{m\cdot S}=\frac{4\cdot 64\cdot 0{,}5}{6\cdot 1{,}5}=14{,}22\,{}^{m}\!/_{s^2}$$

de esta forma la aceleración permitida en el movimiento de subida deberá ser inferior a **4,22 m/s²**.

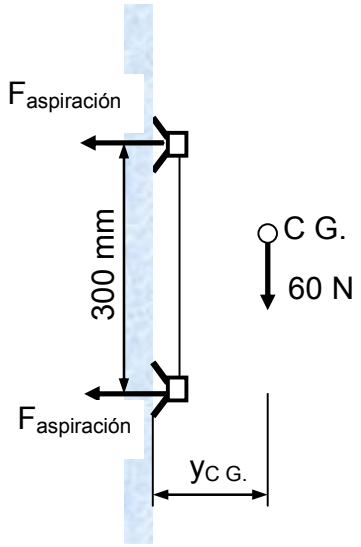


Figura 10.- Esquema de momentos sobre las ventosas.

Para evitar el vuelco de la máquina haciendo momentos respecto a una de las ventosas, se tiene que:

$$y_{CG}\le\frac{300\cdot F_{aspiración}}{3\cdot 9{,}8}=\frac{300\cdot 64}{3\cdot 9{,}8}=652\,mm$$

De esta forma en la coordenada Y el centro de gravedad no debe de superara los 652 mm desde la superficie del cristal. Esto se debe considerar en el momento del diseño del conjunto.

Las 8 ventosas necesarias son las de referencia: **36143 VAS-40-1/4-NBR**. El peso total de las 8 ventosas es de **208 g**

Los dos generadores de vacío necesarios son los de referencia: **193 526 VN-05-H-T3-PQ2-VA4-RO1**. El peso total de los dos generadores de vacío es de **30,2 g**.

Un dato importante para poder calcular los costes de explotación es el consumo de aire. En este caso como ya se ha elegido dos generadores de caudal tipo **VN-05-H-T3-PQ2-VA4-RO1** se puede acudir a la gráfica dónde se da el consumo e aire en función de la presión de trabajo.

En este punto hay que observar que al principio de este apartado se ha tomado la decisión de trabajar con una presión más reducida que la presión regulada para el resto de la máquina. Esta decisión implica la necesidad de un regulador de presión que trae como consecuencia un sobre-coste. Se va a analizar a continuación el ahorro energético generado por esta decisión.

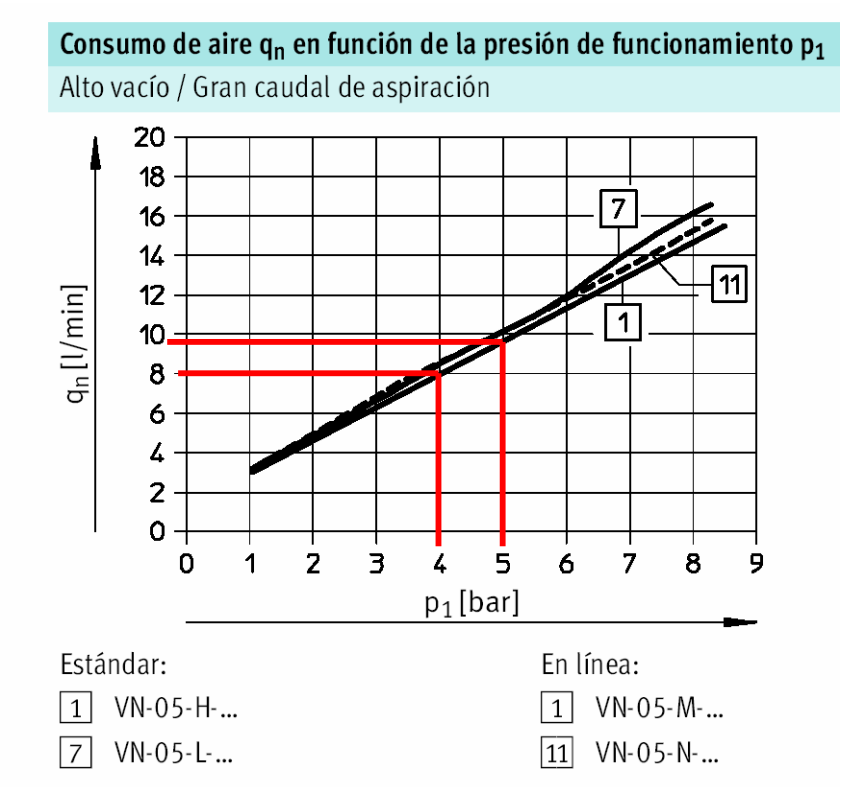


Figura 11.- Gráfica de consumo de aire en el generador de vacío.

Como se puede ver en la gráfica para una presión de **5 bar** el consumo de cada uno de los generadores de vacío es de **9,5 Nl/min**. Sin embargo si se usa una presión de **4 bar** el consumo será de **8 Nl/min**.

Aunque hay dos generadores de vacío hay que tener en cuenta que no se solapan sus funcionamientos y solamente uno de ellos funciona cada vez. Así que se considerará el consumo de uno de ellos funcionando todo el tiempo.

4.2. Selección del actuador con guías 2A

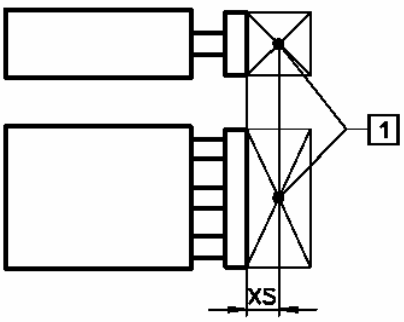
Por tener que elegir los elementos lo menos pesado posible, se comienza la elección con un cilindro de diámetro de émbolo de 12 mm que es el más pequeño del catálogo de FESTO del tipo DFM. En el catálogo se dice que el esfuerzo a flexión que aguanta dicho elemento es:

Unidades de guía DFM

Hoja de datos

Carga útil máxima F [N]

Guía deslizante GF y de rodamiento de bolas KF



1 Centro de gravedad de la carga útil

Diámetro del émbolo [mm]		XS [mm]	Carrera [mm]	
			10	20
12	GF	25	28	24
	KF		27	23
16	GF	50	63	56
	KF		45	31
20	GF	50	–	67
	KF		–	45
25	GF	50	–	121
	KF		–	88

Figura 12.- Gráfica de esfuerzos a flexión soportados por el cilindro con guías.

Según lo que se ha supuesto: diámetro 12 mm, carrera 10 mm, utilizando un cilindro de guías deslizantes la carga máxima aplicada a 25 mm del extremo es de 28 N.

De esta forma el momento flector máximo en el extremo del cilindro será:

$$M = 28 \cdot 0{,}025 = 0{,}7 N \cdot m$$

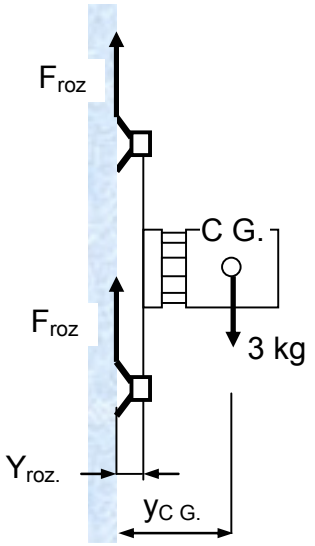


Figura 13.- Esquema de esfuerzos de flexión sobre el vástago del cilindro.

Si se comprueba los momentos flectores sobre el extremo del cilindro se tiene que:

$$M = 2 \cdot F_{roz} \cdot Y_{roz} + \frac{m}{2} \cdot (g + a) \cdot (Y_{CG} - Y_{roz}) \quad (1)$$

Se debe de cumplir para que se cumpla el equilibrio que:

$$2 \cdot F_{roz} = \frac{m}{2} \cdot (g + a) \quad (2)$$

Si se sustituye la ecuación (2) en (1) se obtiene:

$$M = \tfrac{1}{2} m \cdot (g + a) \cdot (Y_{roz} + Y_{CG} - Y_{roz}) = \tfrac{1}{2} m \cdot (g + a) \cdot Y_{CG}$$

Con todo esto la distancia máxima, medida desde el cristal, del centro de gravedad para que aguante el cilindro de diámetro de émbolo 12 será:

$$Y_{CG} = \frac{2 \cdot M}{m \cdot (g + a)} = \frac{2 \cdot 0{,}7}{6 \cdot 14{,}22} = 0{,}016\,\text{m} = 16\,\text{mm}$$

Si rehacemos el cálculo para un cilindro de 16 mm de diámetro se tiene:

$$M = 63 \cdot 0{,}025 = 1{,}575 N \cdot m$$

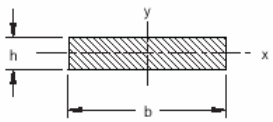
$$Y_{CG} = \frac{2 \cdot M}{m \cdot (g + a)} = \frac{2 \cdot 1{,}575}{85{,}32} = 0{,}037\,\text{m} = 37\,\text{mm}$$

Si este fuera el elegido la referencia es **170832 DFM16-10-P-A-GF** y su peso es de **450 g**.

Seguidamente se debe hacer la comprobación de la amortiguación. La masa a mover por este actuador es el fleje de aluminio con dos ventosas. Cada ventosa pesa **26 g**.

Las ventosas por su parte se prevé que van unidas por un fleje de 200 mm de largo por 20 mm de ancho y 4 de espesor con un peso de 0,224 kg/m como se ve en la tabla de la figura x sacada de un catálogo comercial de forma que su masa será 45 g. Así pues la masa que tienen que mover los actuadores es de **97 g**.

PLETINAS



b x h mm	Peso Kg/m	SIMAGALTOK 63/60 6063/6060	SIMAGALTOK 82 6082	COBREALTOK 2011 2011	COBREALTOK 07/30 2007/2030
10 x 2	0,056	▨	▭	▭	▭
10 x 3	0,084	▨	▭	▭	▭
10 x 4	0,112	▨	▭	▭	▭
10 x 5	0,140	▨	▭	▭	▭
10 x 6	0,168	▨	▭	▭	▭
10 x 8	0,224	▨	▭	▭	▭
12 x 2	0,067	▨	▭	▭	▭
12 x 3	0,101	▨	▭	▭	▭
12 x 6	0,202	▨	▭	▭	▭
12 x 8	0,269	▨	▭	▭	▭
15 x 2	0,084	▨	▭	▭	▭
15 x 3	0,126	■	▭	▭	▭
15 x 4	0,168	▨	▭	▭	▭
15 x 5	0,210	▨	▭	▭	▭
15 x 6	0,252	▨	▭	▭	▭
15 x 8	0,336	▨	▭	▭	▭
15 x 10	0,420	▨	▭	▭	▭
16 x 3	0,134	▨	▭	▭	▭
16 x 6	0,269	▨	▭	▭	▭
20 x 2	0,112	■	▭	▭	▭
20 x 3	0,168	■	▭	▭	▭
20 x 4	0,224	■	▭	▭	▭
20 x 5	0,280	■	▭	▭	▭
20 x 6	0,336	■	▭	▭	▭
20 x 8	0,448	■	▭	▭	▭
20 x 10	0,560	■	▭	▭	▭
20 x 12	0,672	▨	▭	▭	▭

b x h mm	Peso Kg/m	SIMAGALTOK 63/60 6063/6060	SIMAGALTOK 82 6082	COBREALTOK 2011 2011	COBREALTOK 07/30 2007/2030
30 x 8	0,672	■	▭	▭	▭
30 x 10	0,840	■	■	▭	▭
30 x 12	1,008	▭	■	▭	▭
30 x 15	1,260	■	■	▭	▭
30 x 20	1,680	■	■	▭	▭
35 x 4	0,392	■	▭	▭	▭
35 x 5	0,490	■	▭	▭	▭
35 x 6	0,588	▨	▭	▭	▭
35 x 8	0,784	■	▭	▭	▭
35 x 15	1,470	■	▨	▭	▭
40 x 2	0,224	▨	▭	▭	▭
40 x 3	0,336	■	▭	▭	▭
40 x 4	0,448	■	▭	▭	▭
40 x 5	0,560	■	▭	▭	▭
40 x 6	0,672	■	▭	▭	▭
40 x 8	0,896	■	■	▭	▭
40 x 10	1,120	■	■	▭	▭
40 x 12	1,344	■	■	▭	▭
40 x 15	1,680	■	■	▭	▭
40 x 20	2,240	■	■	▭	▭
40 x 25	2,800	▭	■	▭	▭
40 x 26	2,912	■	▭	▭	▭
45 x 6	0,756	■	▭	▭	▭
50 x 2	0,280	▨	▭	▭	▭
50 x 3	0,420	■	▭	▭	▭
50 x 4	0,560	■	▭	▭	▭
50 x 5	0,700	■	▭	▭	▭

Figura 14.- Catálogo de pletinas de aluminio.

En el catálogo comercial del actuador elegido “DFM 16” se da un valor de energía máxima de impacto en las posiciones finales de la que se deducirá la velocidad admisible. Para el cilindro de diámetro 16 este valor es **0,1J**.

Cilindros guiados DFM

Hoja de datos

FESTO

Energía de impacto [J]										
Diámetro del émbolo	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100
Energía máx. de impacto en las posiciones finales	0,09	0,10	0,14	0,35	0,40	0,52	0,64	0,70	0,75	1,00

Velocidad de impacto admisible: $v_{adm.} = \sqrt{\frac{2 \times E_{adm.}}{m_{propia} + m_{carga}}}$

Masa máxima admisible: $m_{carga} = \frac{2 \times E_{adm.}}{v^2} - m_{propia}$

Importante

Los datos se refieren a los valores máximos posibles. En la práctica pueden variar dependiendo de la masa de la carga útil. Además deben respetarse los valores límite de la capacidad de amortiguación del cilindro y la energía de impacto admisible.

Figura 15.- Energía soportada por el actuador en el fin de carrera.

A la masa de la carga hay que añadir la masa de los elementos móviles del actuador que se dan en otra tabla del catálogo.

DFM con guía deslizante GF				
Carrera [mm]	Diámetro del émbolo [mm]			
	12	16	20	2
Peso del producto [g]				
10	338	449	–	–
20	371	515	777	1
25	405	540	825	1
30	435	571	865	1
40	494	707	1 060	1
50	540	770	1 150	1
80	690	920	1 350	1
100	775	1 085	1 595	2
125	–	–	–	–
160	–	–	–	–
200	–	–	–	–
Masa móvil [g]				
10	170	230	–	–
20	190	250	400	6
25	190	260	420	6
30	200	280	440	6
40	230	340	550	7
50	250	370	580	8
80	290	430	680	9
100	320	470	740	9
125	–	–	–	–
160	–	–	–	–
200	–	–	–	–

Figura 16.- Masa móvil del cilindro.

Para el diámetro 16 y carrera de 10 mm el peso de la masa móvil es de **230 g**. Con estos datos la velocidad máxima admisible para la amortiguación en los finales de carrera es:

$$v_{adm} = \sqrt{\frac{2 \cdot E_{adm}}{m_{propia} + m_{carga}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}1}{0{,}230 + 0{,}097}} = 0{,}78 \; m/s$$

Esto quiere decir que la velocidad de estos actuadores no podrá exceder de **0,78 m/s** que es una velocidad relativamente alta sobre todo para una carrera de **10 mm**. Por ello lo lógico es utilizar unos reguladores de caudal hasta la velocidad más reducida. En el apartado 2 se ha supuesto un tiempo para el movimiento de salida y entrada del vástago de **0,25 s** por lo que la velocidad media necesaria sería de **0,04 m/s**.

El volumen de aire en condiciones normales para un movimiento de salida del vástago y otro de entrada es:

$$V_N = L \cdot (A_1 + A_2) \cdot 10^{-6} \cdot (\frac{p + 1.033}{1.033})$$

V_N es el volumen de aire en condiciones normales (Nl) en una carrera de entrada y otra de salida.

L es la carrera en mm. En este caso **10 mm**.

A_1 es la sección del émbolo en mm^2. Para un cilindro de ∅16 mm vale **201 mm^2**.

A_2 es la sección del lado del vástago en mm^2. Para un cilindro de ∅16 mm vale **173 mm^2**.

p es la presión de trabajo que se ha supueto de **5 bar**.

Con estos datos el volumen de aire en condiciones normales consumido por el cilindro en cada ciclo es de **0,022 Nl**.

Además se debe añadir el volumen de aire en los tubos que van desde la válvula hasta los cilindros. Los tubos que se van a usar son de 4 mm de diámetro exterior y 2,9 mm de diámetro interior. Si se considera una longitud de tubo entre el bloque de válvulas y los cilindros de 250 mm, el volumen de aire en ellos será:

$$V_N = 2 \cdot L \cdot (\frac{\pi \cdot d^2}{4}) \cdot 10^{-6} \cdot (\frac{p + 1{,}033}{1{,}033}) = 250 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 2{,}9^2}{4} \right) \cdot 10^{-6} \cdot (\frac{5 + 1{,}033}{1{,}033}) = 0{,}02 Nl$$

Para obtener el consumo en Nl/min tendremos que saber cuantos ciclos hace cada minuto. Si el ciclo total de la máquina dura **2,5 s** en un minuto habrá:

$$\frac{N_{ciclos}}{\min} = \frac{60}{2{,}5} = 24 \text{ ciclos}$$

El volumen necesario para esos 24 ciclos será precisamente el consumo que es **0,984 Nl/min**. Y como son dos actuadores el consumo de ambos será de **1,97 Nl/min.**

4.2.1. Accesorios para los actuadores 2A

Para la automatización del proceso se necesitan unos sensores que detecten cuando el vástago está dentro o fuera. Por ello se eligen unos detectores de proximidad magnéticos tipo “reed” de referencia **SME-8-K-7,5-LED-24**. No se ha encontrado en el catálogo del peso de este elemento pero se supone despreciable.

Como es necesaria la regulación de la velocidad tanto a la salida como a la entrada del vástago se necesitan unas válvulas reguladoras de caudal unidireccionales. Se han elegido las necesarias para una rosca M5 que es la correspondiente al cilindro y para tubo de diámetro 4 que es el que se va a usar. De esta forma la referencia de las válvulas es **GRLA-M5-QS-4-RS-D** y su peso es de **14 g**.

4.3. Selección del actuador de movimiento de avance 1A

En el momento de subida se debe tener en cuenta el peso que debe de mover. Los elementos que se deben mover son :

Los dos cilindros con guías 2A, las 4 ventosas y los elementos estructurales de unión de todos los elementos. Según lo preseleccionado hasta ahora se sabe que el peso de 4 ventosas es de **104 g**. El peso de los cilindros 2A con diámetro de émbolo 16 es de **900 g**.

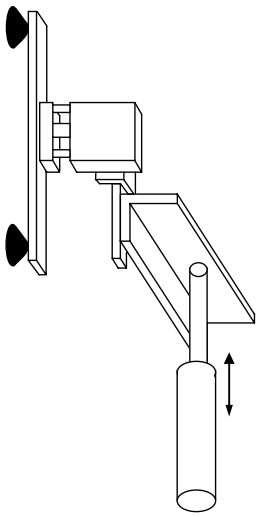


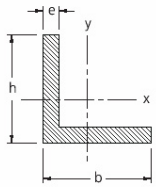
Figura 17.- Esquema de montaje entre los cilindros 1A y 2A.

Para elementos estructurales se va a considerar un perfil en L de aluminio que va a mover una guía de plástico que a su vez llevará los cilindros de guías unidos por otra escuadra de aluminio

pero más corta. Las ventosas como se ha visto en el apartado anterior van unidas por un fleje de 20 mm de ancho y 4 de espesor cuyo peso es de 45 g cada uno.

Como se ve en la figura 18 sacada de un catálogo de perfiles de aluminio el peso de una escuadra de 30×30×4 es de 0,635 kg/m.

ÁNGULOS DE LADOS IGUALES



b x h x e mm	Peso Kg/m	MIx cm⁴	Wx cm³	SIMAGALTOK 63/60 6063/6060	SIMAGALTOK 82 6082
15 x 15 x 1,50	0,121	0,091	0,085		
20 x 20 x 1,50	0,164	0,224	0,155		
20 x 20 x 2,00	0,215	0,288	0,202		
20 x 20 x 3,00	0,315	0,403	0,290		
25 x 25 x 1,50	0,206	0,447	0,246		
25 x 25 x 2,00	0,272	0,579	0,321		
25 x 25 x 3,00	0,400	0,820	0,465		
25 x 25 x 4,00	0,522	1,035	0,599		
30 x 30 x 1,50	0,249	0,783	0,357		
30 x 30 x 2,00	0,329	1,020	0,469		
30 x 30 x 3,00	0,485	1,458	0,681		
30 x 30 x 4,00	0,635	1,855	0,882		
35 x 35 x 2,00	0,386	1,642	0,644		
35 x 35 x 3,00	0,570	2,363	0,940		
40 x 40 x 1,50	0,330	1,892	0,642		
40 x 40 x 2,00	0,442	2,476	0,846		

Figura 18.- Catálogo comercial de perfil en "L" de aluminio.

Se supone que la escuadra grande va a tener una longitud de 200 mm resultando su peso de 127 g.

Se supone que la escuadra grande va a tener una longitud de 200 mm resultando su peso de 127 g.

Las escuadras pequeñas van a tener una longitud de unos 45 mm resultando un peso de 29 g cada una.

Así pues la masa total a mover por el cilindro a elegir debe ser de:

$$\mathrm{m} = 127g + 29g \times 2 + 45g \times 2 + 450g \times 2 + 26g \times 4 = 1279\ g = 1{,}279\ kg$$

Se elige un tipo de cilindro estándar de sección circular ISO 6432. Para calcular el diámetro necesario se usa el equilibrio de fuerzas entre la presión por la superficie del émbolo contra el peso calculado antes. De esta forma:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot m \cdot g}{\lambda \cdot \mu \cdot p}}$$

Dónde **λ** es el llamado factor de carga comprendido entre 0,25 y 0,8 que maximiza el diámetro para darle aceleración a la carga.

μ es un coeficiente de rendimiento interno que evalúa los rozamientos de la júnta del émbolo del cilindro. Su valor suele estar entre 0,8 y 0,85.

p es la presión en Pascal.

m es la masa en kg.

g es la gravedad.

De esta forma el diámetro mínimo necesario debe ser:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}279 \cdot 9{,}8}{0{,}8 \cdot 0{,}85 \cdot 5 \cdot 10^5}} = 0{,}012\ m\ =\ 12\ mm$$

Cilindros normalizados DSNU, ISO 6432

FESTO

Hoja de datos

Fuerzas [N] y energía de impacto [J]						
Diámetro del émbolo [mm]	8	10	12	16	20	25
Fuerza teórica con 6 bar en avance	30	47	68	121	189	295
Fuerza teórica con 6 bar en retroceso	23	40	51	104	158	247
Energía máx. de impacto en las posiciones finales	0,03	0,05	0,07	0,15	0,20	0,30

Velocidad [mm/s]				
Diámetro del émbolo [mm]	16	20	25	
Velocidad con movimiento sin tirones, posición horizontal, sin carga, con 6 bar S10	10 ... 100			
Velocidad mínima en avance S11	2,7	5,3	<1 1)	
Velocidad mínima en retroceso S11	3,2	4,7	<1 1)	

1) No se efectuaron medidas con velocidades inferiores a 1 mm/s.

Pesos [g]						
Diámetro del émbolo [mm]	8	10	12	16	20	25
Peso con carrera de 0 mm	34,6	37,3	75	89,9	186,8	238
Peso adicional por 10 mm de carrera	2,4	2,7	4	4,6	7,2	11

Figura 19.- Tabla de catálogo comercial de cilindros normalizados.

Lo que se ha calculado hasta ahora determina del esfuerzo de subida de los cilindros de guías, material estructural y ventosas. El cilindro debe hacer un movimiento ahora de entrada de vástago en el que cuelga de la culata posterior del cilindro todo el peso restante de la máquina. Es decir:

$$F = (6kg - 1{,}279\ kg) \cdot 9{,}8 = 46{,}27N$$

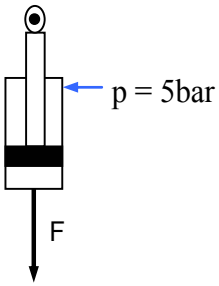


Figura 20.- Esquema de esfuerzos 1A.

En el catálogo se dice que para una presión de 6 bar el cilindro hace una fuerza teórica en retroceso de 51 N. Como la presión de hipótesis es de 5 bar la fuerza teórica en retroceso será de:

$$F = \frac{5}{6} 51 = 42{,}5N$$

Por lo que ya se ve que este cilindro no sirve por lo que se debe ir a un cilindro mayor. Si se toma el cilindro de diámetro 16 en el catálogo se ve que da una fuerza teórica de retroceso a 6 bar de 104 N. Luego con 5 bar será:

$$F = \frac{5}{6} 104 = 86{,}67N$$

Si se multiplica por los coeficientes de rendimiento y por el factor de carga se tiene que la fuerza disponible en el retroceso será más o menos:

$$F = 86{,}67 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}8N = 58{,}93\ N$$

Por lo tanto es válida la elección del cilindro de diámetro 16.

La referencia del cilindro elegído será: **14320 DSNU-16-25-PPV-A** y el peso es de **101,4 g**.

Para comprobar el amortiguamiento del cilindro se parte del dato de la figura 19 que dice que la energía de impacto máxima en los fines de carrera es de 0,15 J.

Se ha supuesto en el apartado 2 que el movimiento de entrada y salida del vástago se realizaba en **0,5 s**. Como la carrera es de **25 mm**, la velocidad media será de **0,05 m/s**.

El caso más desfavorable es la entrada del vástago en el que la masa móvil es de 4,721 kg. En ese caso la energía cinética a amortiguar será:

$$E_c = \frac{1}{2} m \cdot v^2 = \frac{1}{2} 4{,}721 \cdot 0{,}05^2 = 6 \cdot 10^{-3} J$$

Al ser menor de 0,15 J no hay problema de amortiguamiento para esa velocidad. La velocidad máxima sería:

$$v_{adm} = \sqrt{\frac{2 \cdot E_{adm}}{m}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}15}{4{,}721}} = 0{,}25 \, {}^{m}\!/_{s}$$

El volumen de aire en condiciones normales para un movimiento de salida del vástago y otro de entrada es:

$$V_N = L \cdot (A_1 + A_2) \cdot 10^{-6} \cdot (\frac{p + 1.033}{1.033})$$

V_N es el volumen de aire en condiciones normales (Nl) en una carrera de entrada y otra de salida.

L es la carrera en mm. En este caso **25 mm**.

A_1 es la sección del émbolo en mm^2. Para un cilindro de ∅16 mm vale **201 mm^2**.

A_2 es la sección del lado del vástago en mm^2. Para un cilindro de ∅16 mm vale **173 mm^2**.

p es la presión de trabajo que se ha supueto de **5 bar**.

Con estos datos el volumen de aire en condiciones normales consumido por el cilindro en cada ciclo es de **0,055 Nl**.

Como en el caso de los actuadores 2A se debe añadir el volumen de aire en los tubos que van desde la válvula hasta los cilindros. Se considera otra vez, un tubo de diámetro exterior 4 mm y una longitud de tubo de 250 mm, el volumen de aire en ellos será:

$$V_N = 2 \cdot L \cdot (\frac{\pi \cdot d^2}{4}) \cdot 10^{-6} \cdot (\frac{p + 1{,}033}{1{,}033}) = 250 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 2{,}9^2}{4} \right) \cdot 10^{-6} \cdot (\frac{5 + 1{,}033}{1{,}033}) = 0{,}02 Nl$$

El volumen necesario para esos 24 ciclos será precisamente el consumo que es **1,78 Nl/min**.

4.3.1. Accesorios necesarios para el actuador 1A

Para fijar el actuador al bastidor es necesaria una escuadra de fijación de referencia **HBN-12/16** cuyo peso es de **40 g**.

Es necesario eliminar las desalineaciones entre el movimiento del vástago y la masa que arrastra por lo que se necesita un cabezal de vástago de referencia **FK-M6** cuyo peso es de 14 g.

Al igual que en el caso de los actuadores 2ª se eligen unos detectores de proximidad magnéticos tipo “reed” de referencia **SME-8-K-7,5-LED-24**. A su vez estos detectores necesitan ser fijados al cilindro por medio de unas abrazaderas de referencia **SMBR-8-16** . De ambos elementos se supone despreciable el peso.

Como es necesaria la regulación de la velocidad tanto a la salida como a la entrada del vástago se necesitan unas válvulas reguladoras de caudal unidireccionales. Se han elegido las necesarias para una rosca M5 que es la correspondiente al cilindro y para tubo de diámetro 4 que es el que se va a usar. De esta forma la referencia de las válvulas es **GRLA-M5-QS-4-RS-D** y su peso es de **14 g**.

4.4. Selección del actuador de giro 5A

Antes de la elección del actuador de giro se considera oportuno hacer una recapitulación sobre la hipótesis de la masa total de la máquina. Se obra de esta forma porque una maxificación pequeña de la masa hace que se sobredimensione excesivamente el actuador de giro.

La masa de los elementos neumáticos calculados hasta ahora son:

Nº elementos	Elemento	Peso (g)	Peso total (g)
2	Perfil de aluminio 20x20x200mm	80	160
2	Perfil de aluminio 20x20x300mm	120	240
4	Escuadras de fijación perfil 20 mm	5	20
2	Flejes de aluminio para las ventosas	45	90
2	Escuadras de aluminio pequeñas	29	58
2	Escuadras de aluminio grandes	127	254
1	Fleje de apoyo del actuador de giro	67	67
8	Ventosas	26	208
8	Válvulas de retención ISV G1/4	16	128
2	Generadores de vacío	15,1	30,2
2	Cilindros de guías 2A	679	1358
1	Cilindro 1A	101,4	101,4
1	Fijación HBN-12/16	40	40
1	Cabezal de vástago FK-M6	14	14
6	Reguladores de caudal GRLA-M5-QS-4-RS-D	14	84
1	Bloque de electroválvulas	489,6	489,6
			3342,2

Se va a suponer una masa de 4 kg para incluir elementos que no se han tenido en cuenta. Por ejemplo tubos, cables, tornillos y la carcasa del actuador que se va a elegir.

Se va a elegir un actuador de giro del tipo piñón cremallera. Cogiendo el catálogo de FESTO tienen una referencia llamada DRQD.

Lo primero que se va a calcular es el par necesario. El actuador elegido debe proporcionar un par suficiente para vencer 10 veces el par debido a la inercia de tal forma que:

$$M_z \geq 10 \cdot I \cdot \dot{\omega}$$

Actuadores giratorios DRQD-16 ... 50, de doble émbolo FESTO

Hoja de datos

Fuerzas y momentos de giro								
Diámetro del émbolo			16	20	25	32	40	50
Momento de giro teórico con 6 bar	[Nm]	PPVJ	1,6	3,1	6,1	12,5	25	50
		YSRJ	1,6	3,1	6,1	12,5	25	50
		Z1	1,7	3,6	6,2	13,5	32,2	78,6
			Advertencias: Si en la posición final actúa un momento en contra de la dirección de giro, deberá seleccionarse un actuador con un momento teórico doble.					
Pesos radiales y axiales máximos admisibles			Diagramas → 1 / 4.2-55					
Momento de inercia máximo admisible de la masa	[kgm²]	PPVJ	5 x 10^{-4}	10 x 10^{-4}	20 x 10^{-4}	40 x 10^{-4}	200 x 10^{-4}	500 x 10^{-4}
		YSRJ	Diagramas → 1 / 4.2-53					
		PPV-Z1	5 x 10^{-4}	10x 10^{-4}	20 x 10^{-4}	40 x 10^{-4}	200 x 10^{-4}	500 x 10^{-4}
		YSRJ-Z1	-	-	-	-	1 000 x 10^{-4}	2 000 x 10^{-4}
			Datos válidos para las variantes ZW y FW, sin pinza y sin estrangulación.					

Figura 21.- Tabla del catálogo del actuador de giro.

Según el catálogo el momento de giro teórico con 6 bar es de **1,6 Nm** como la presión de hipótesis es **5 bar** proporcionalmente **M_z= 1,33 Nm**.

En cuanto a la aceleración angular **$\dot{\omega}$:** se supone que si el actuador de giro realiza un giro de π/2 rad en un segundo se mueve a una velocidad angular media de π/2 rad/s. Si esa es la velocidad angular media se supone que la velociad angular final es 2· π/2 rad/s y por lo tanto:

$$\dot{\omega} = \frac{\omega_f - \omega_0}{t} = \frac{\pi \, rad/s}{1s} = \pi \, rad/s^2$$

De esta forma se puede despejar el momento de inercia máximo admisible para ese actuador:

$$I \leq \frac{M_z}{10 \cdot \dot{\omega}} = \frac{1,33}{10 \cdot \pi} = 0,0424\ kg \cdot m^2$$

Seguidamente se comprueba que soporta la máxima carga radial a flexión. La carga supuesta según la nueva hipótesis es de unos **40 N**. Si se observa en el catálogo la grafica de carga radial dinámica máxima admisible se observa que para esa carga la máxima distancia admisible es de unos **35 mm** para un actuador de giro de **DRQD-16.**

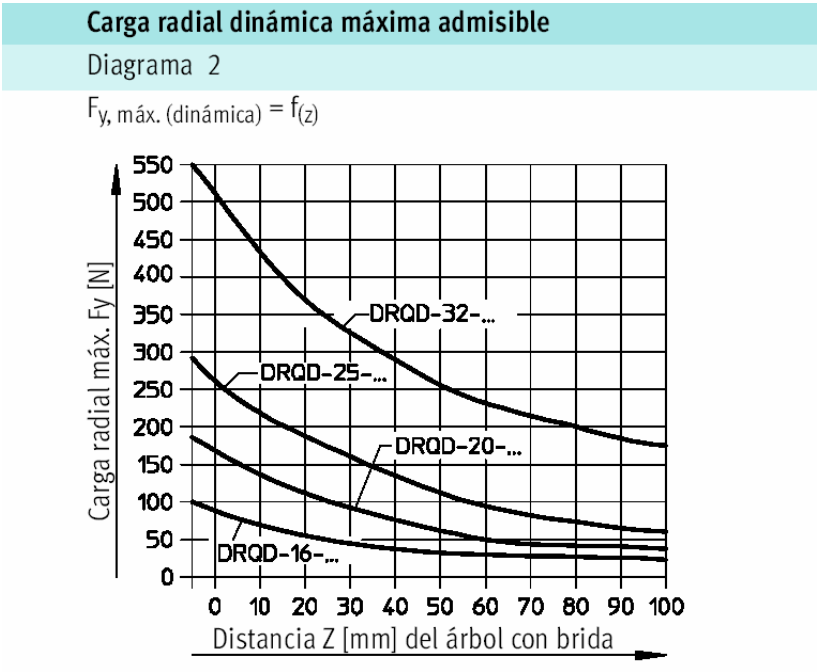


Figura 21.- Tabla del catálogo del actuador de giro.

Por último se debe comprobar que el amortiguamiento soporta la energía cinética. Se dice en el catálogo que el máximo momento de inercia de la masa para un actuador con amortiguación neumática es de **5×10^{-4} kg·m^2** . Este dato es más restrictivo que al obtenido anteriormente por lo tanto es el que se debe adoptar a la hora de diseñar la máquina.

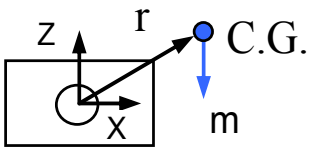


Figura 22.- Esquema de actuador de giro y posición del centro de gravedad.

El radio de giro o dicho de otra forma la distancia del centro de gravedad al eje del actuador de giro debe ser menor que:

$$I = m \cdot r^2 \rightarrow r = \sqrt{\frac{I}{m}}$$

Según la hipótesis m= 4 kg por lo que: r_{max}=11 mm.

$$r_{\max} \leq \sqrt{x_{CG}^2 + z_{CG}^2}$$

Por lo tanto a la hora del diseño se debe tener encuenta este dato en el que el radio entre el eje de giro del actuador y el centro de gravedad debe ser menor que 11 mm.

Pesos [g]								
Diámetro del émbolo			16	20	25	32	40	50
Culata lado amortiguación AL/AR		PPVJ	116	220	358	609	1 170	2 320
		YSRJ	140	240	441	917	2 170	4 270
Parte central / Salida del eje	90°	ZW	379	609	1 026	1 891	3 330	6 860
		FW	380	586	1 018	1 848	3 960	7 010
	180°	ZW	467	753	1 267	2 325	4 340	8 850
		FW	468	730	1 259	2 282	4 570	9 000
	360°	ZW	643	1 039	1 741	3 199	6 350	12 890
		FW	644	1 016	1 733	3 165	6 580	13 040
Culata lado alimentación			40	53	82	140	370	610
Posición intermedia	90°	Z1	235	315	550	805	2 510	3 960
	180°	Z1	235	315	550	805	2 510	3 960
Paso para tubos flexibles		SD32	152		303		–	
		SD42	152		303		–	
		SD48	–				1 220	
		SD62	–				900	
		SD64	–				930	
		E644	–				2 700	

Figura 23.- Tabla de pesos del actuador de giro.

Según el catálogo el peso del actuador de giro es de:

m= 116 +379 +40 = **535 g**

Para el cálculo del consumo son necesarios los siguientes datos:
Dimensiones de la cámara: **diámetro=16mm**; **longitud= 20mm.**
El volumen de aire en condiciones normales para un giro de 90º y vuelta a la posición inicial es:

$$V_N = L \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{p + 1.033}{1.033}\right)$$

V_N es el volumen de aire en condiciones normales (Nl) en un ciclo de giro.

L es la carrera en mm. En este caso **20 mm**.

d es el diámetro en este caso **16 mm.**

p es la presión de trabajo que se ha supueto de **5 bar**.

Con estos datos el volumen de aire en condiciones normales consumido por el cilindro en cada ciclo es de **0,047 Nl**.

Como en el caso de los actuadores 2A se debe añadir el volumen de aire en los tubos que van desde la válvula hasta el actuador de giro. Se considera nuevamente un tubo de diámetro exterior 4 mm y una longitud de tubo de 250 mm, el volumen de aire en ellos será:

$$V_N = 2 \cdot L \cdot (\frac{\pi \cdot d^2}{4}) \cdot 10^{-6} \cdot (\frac{p + 1{,}033}{1{,}033}) = 250 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 2{,}9^2}{4} \right) \cdot 10^{-6} \cdot (\frac{5 + 1{,}033}{1{,}033}) = 0{,}02 Nl$$

El volumen necesario para los 24 ciclos/minuto será precisamente el consumo que en este caso es **1,61 Nl/min**.

4.5. Recapitulaciónes sobre el cálculo de los elementos neumáticos de la máquina

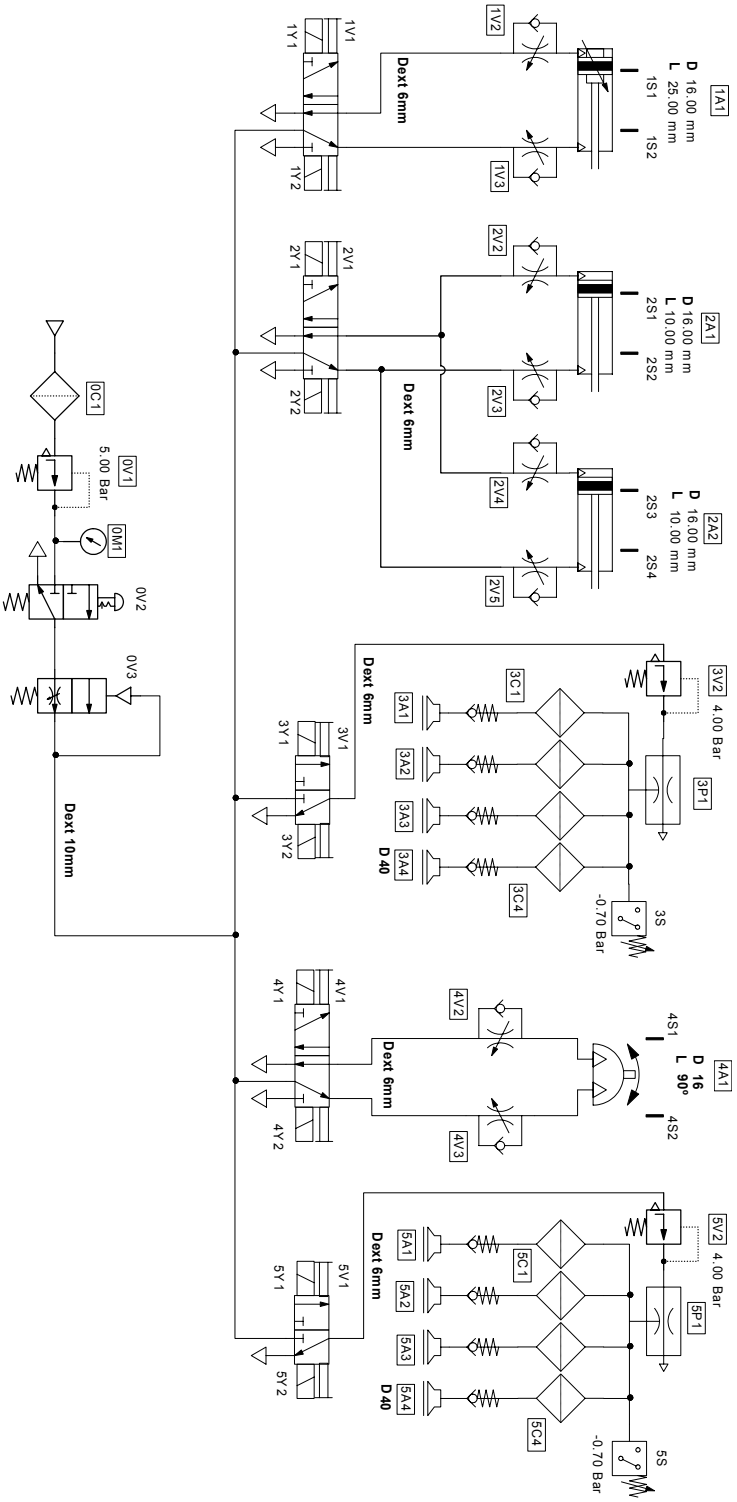
Con los datos calculados en los apartados anteriores se puede concluir de forma general que:

1. Los pesos de todos los elementos calculados hasta ahora suman **3,877 kg**. En este peso falta por sumar pesos de cables, tubos, tornillos, etc. En cualquier caso como se ve el peso es bastante inferior a los 6 kg supuestos en la hipótesis inicial.
2. El consumo de aire de todos los elementos neumáticos es de **13,36 Nl/min.** Si se considera un coste de 0,02 €/m^3 entonces el coste de explotación de la máquina será de unos $26{,}72 \cdot 10^{-5}$ €/min. En **8 horas** el coste sería de **0,13 €**.
3. En el diseño del montaje de todos los elementos se debe tener en cuenta que el centro de gravedad debe estar lo más alineado posible con el eje de giro de 4A y en cualquier caso el radio del centro de gravedad a dicho eje debe ser menor que **11 mm**.

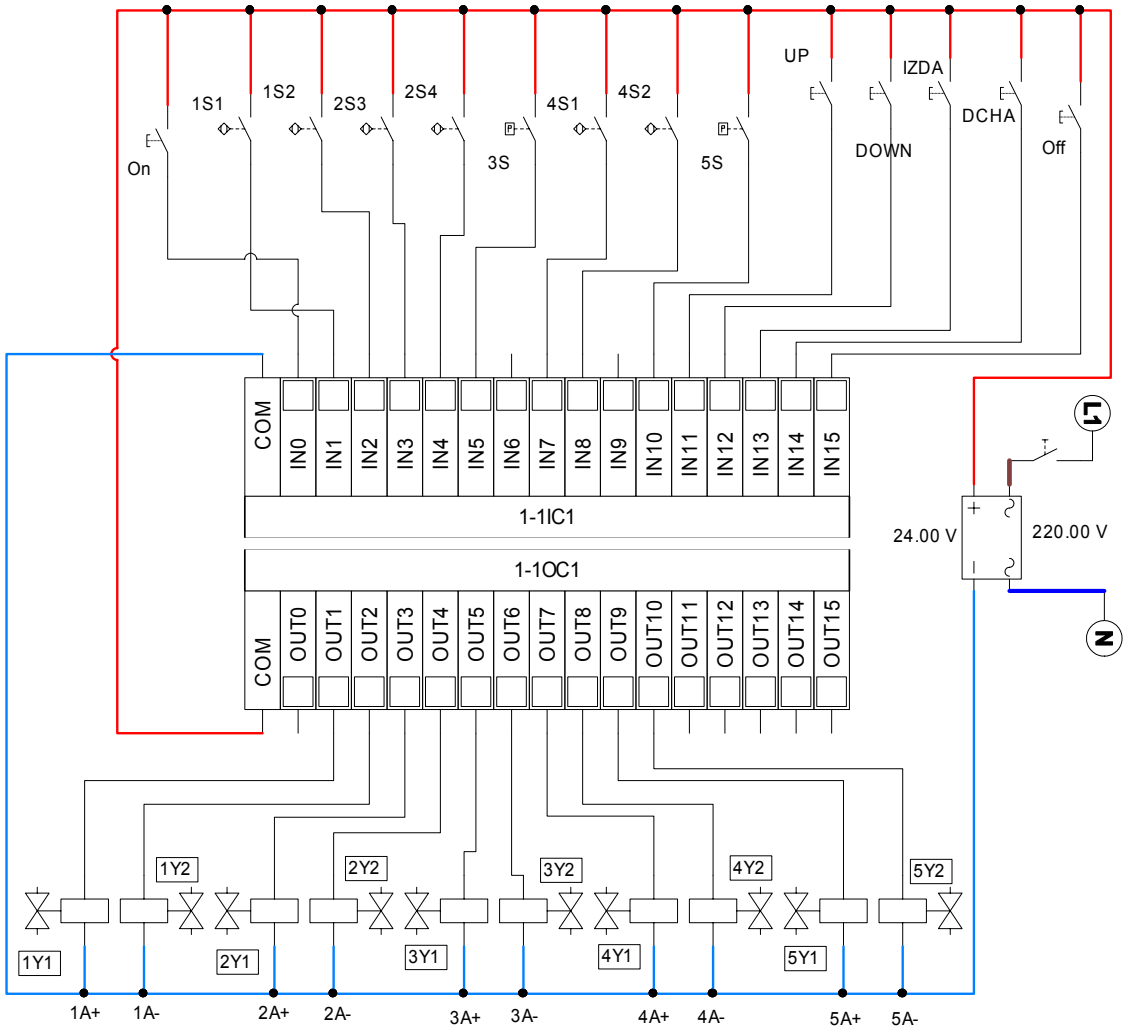
   Además el centro de gravedad debe estar a menos de **37 mm** del cristal en todo momento.

5. ESQUEMAS

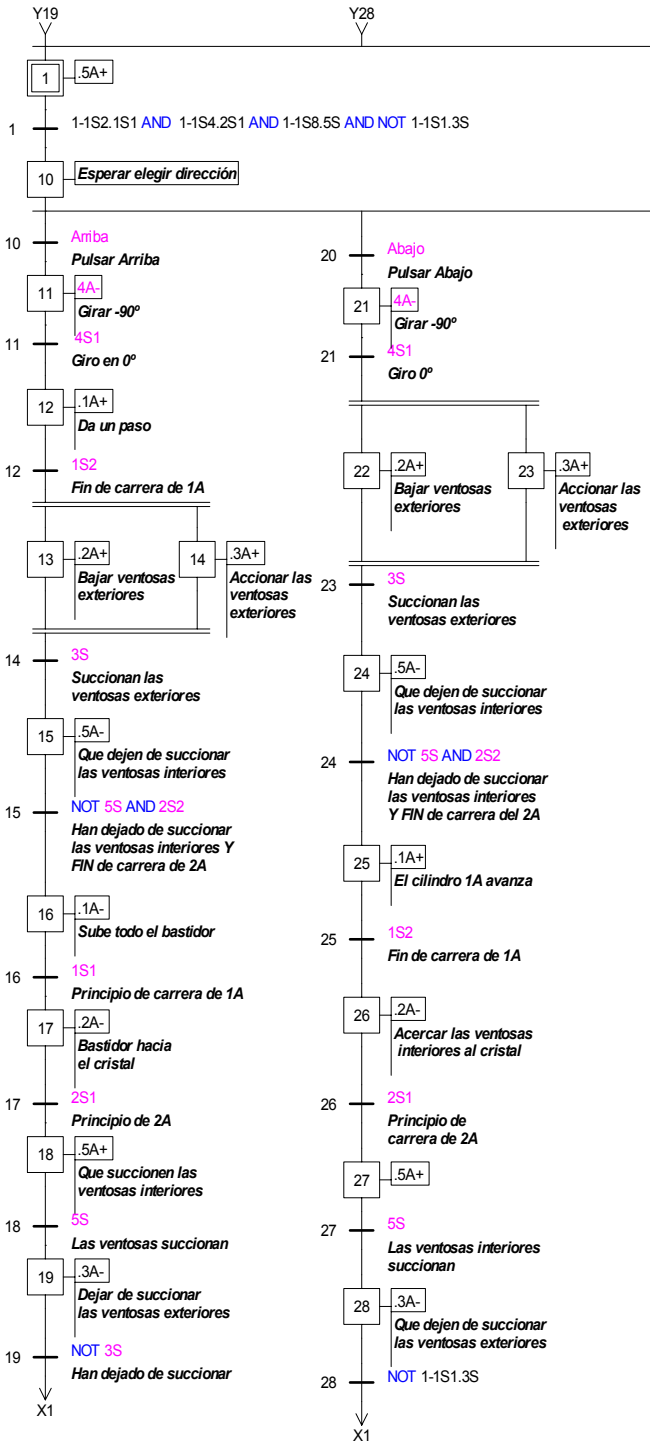
5.1. Esquema neumático



5.2. Esquema eléctrico

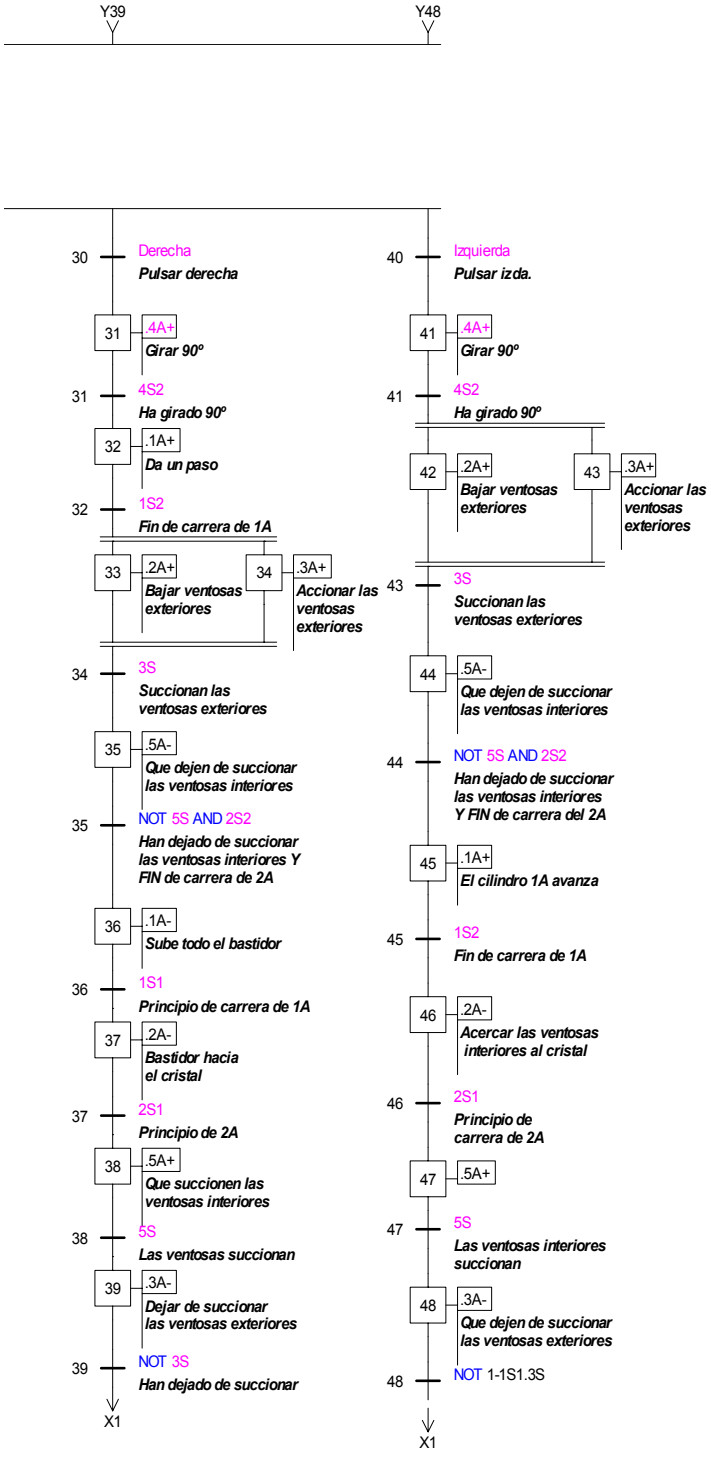


5.3. GRAFCET

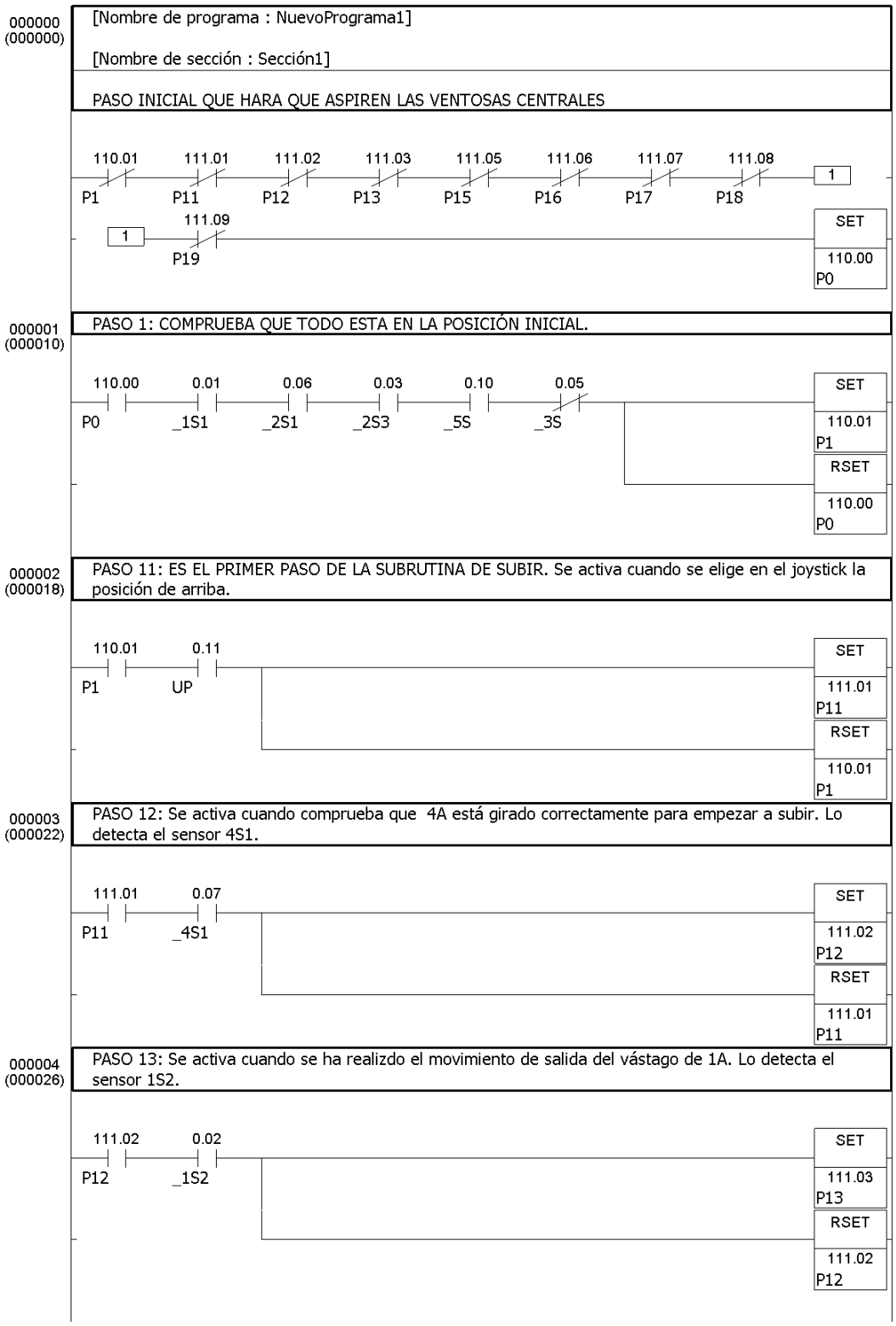


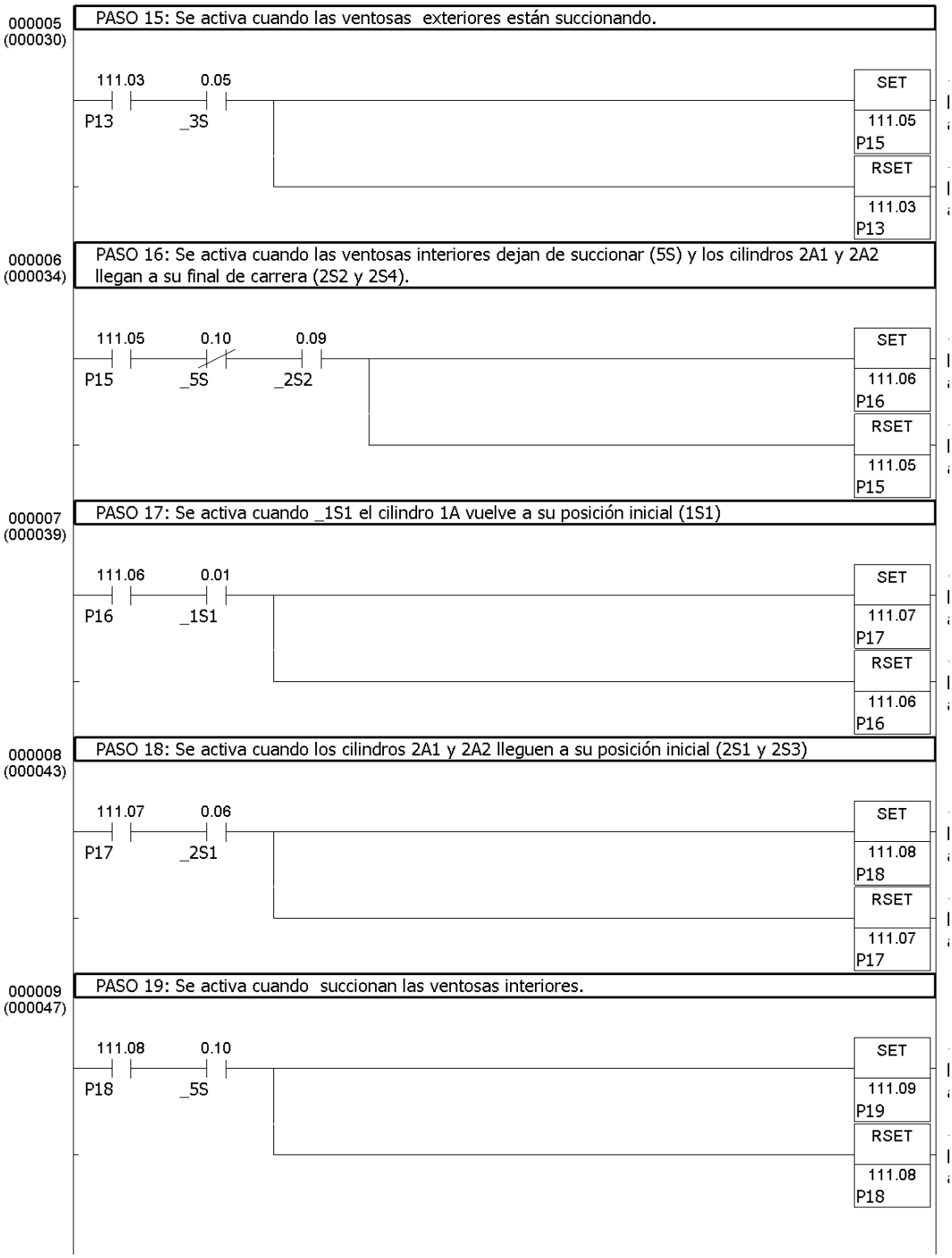
Continua en la página siguiente

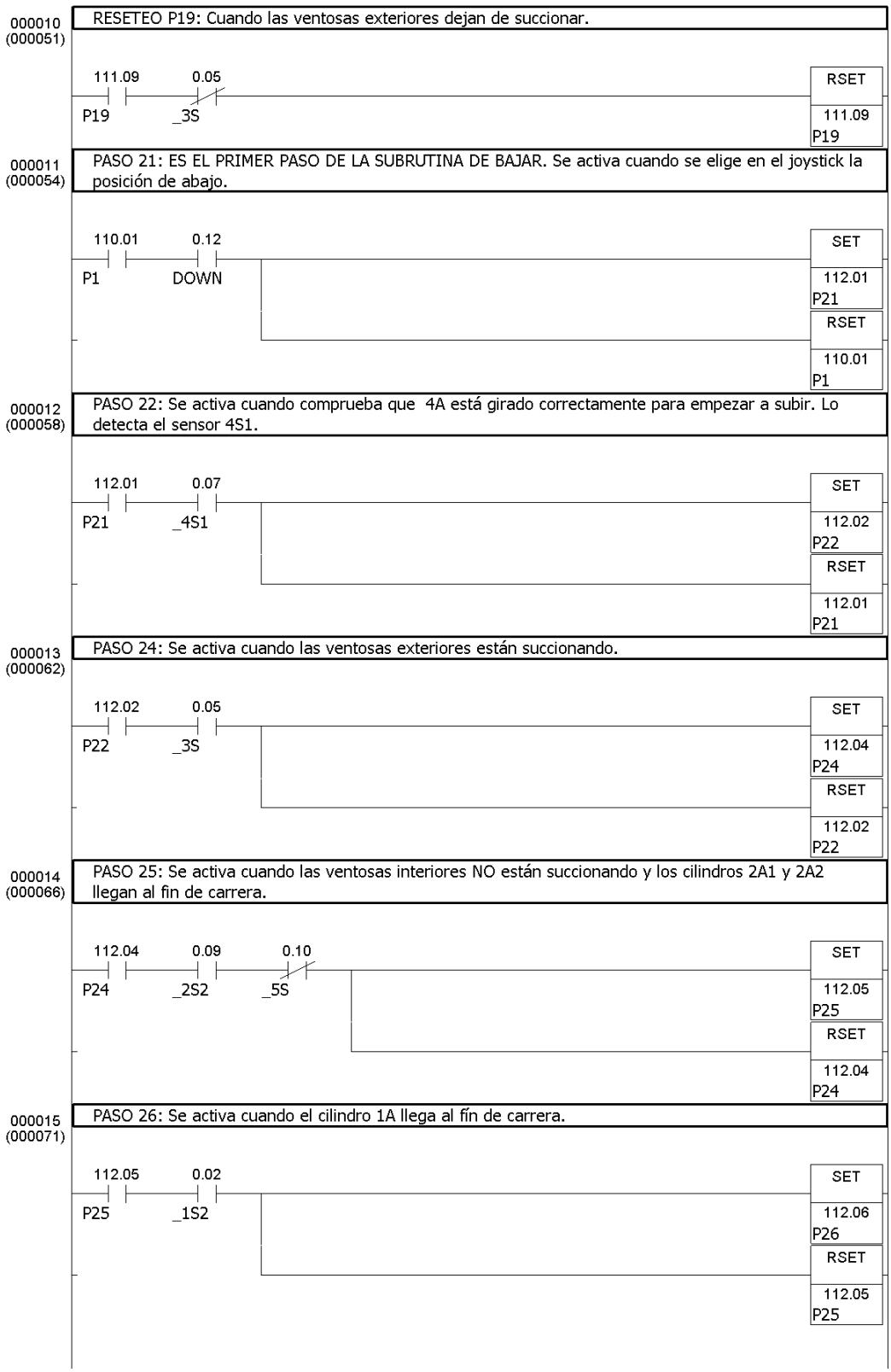
Viene de la página anterior

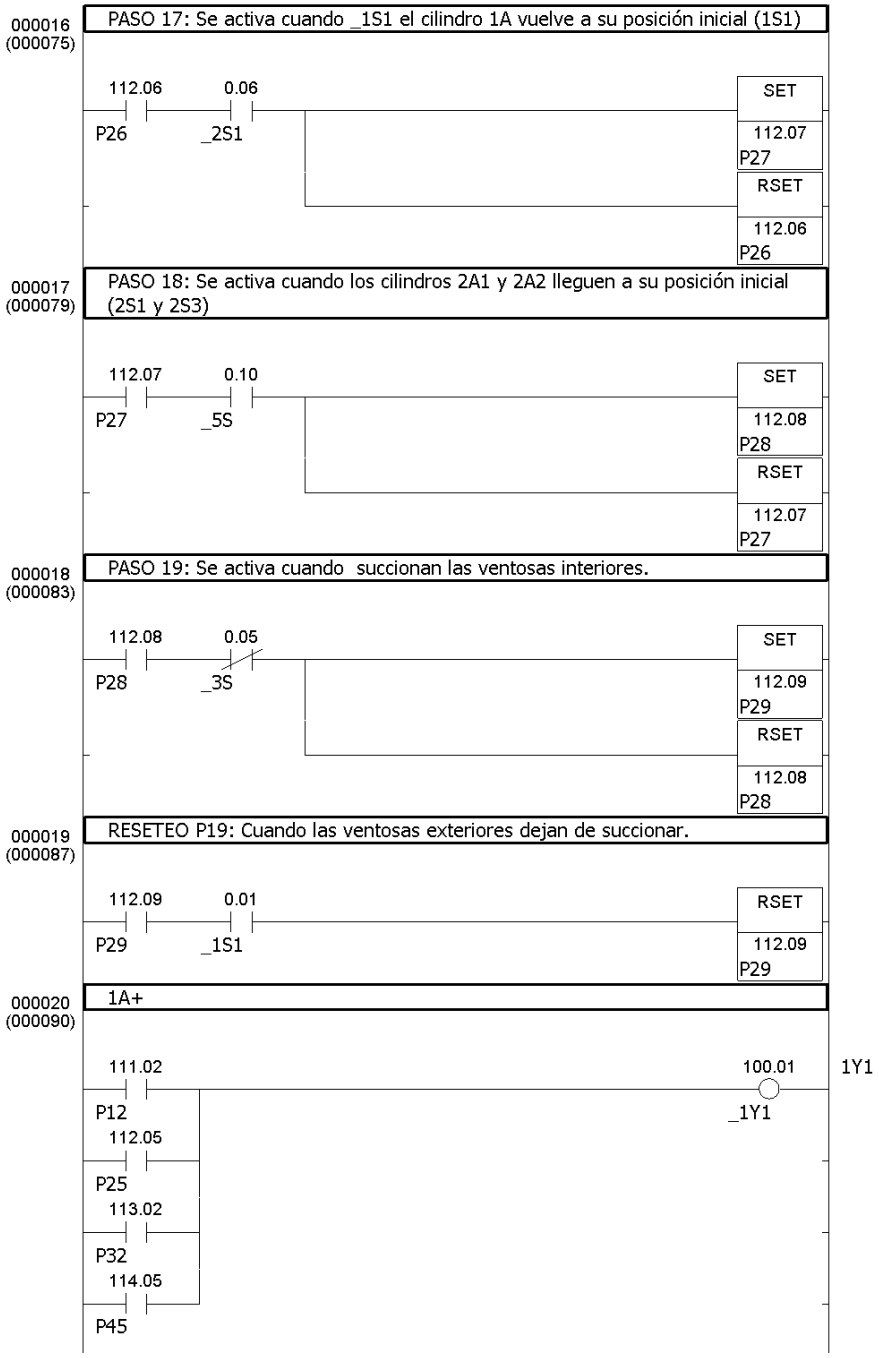


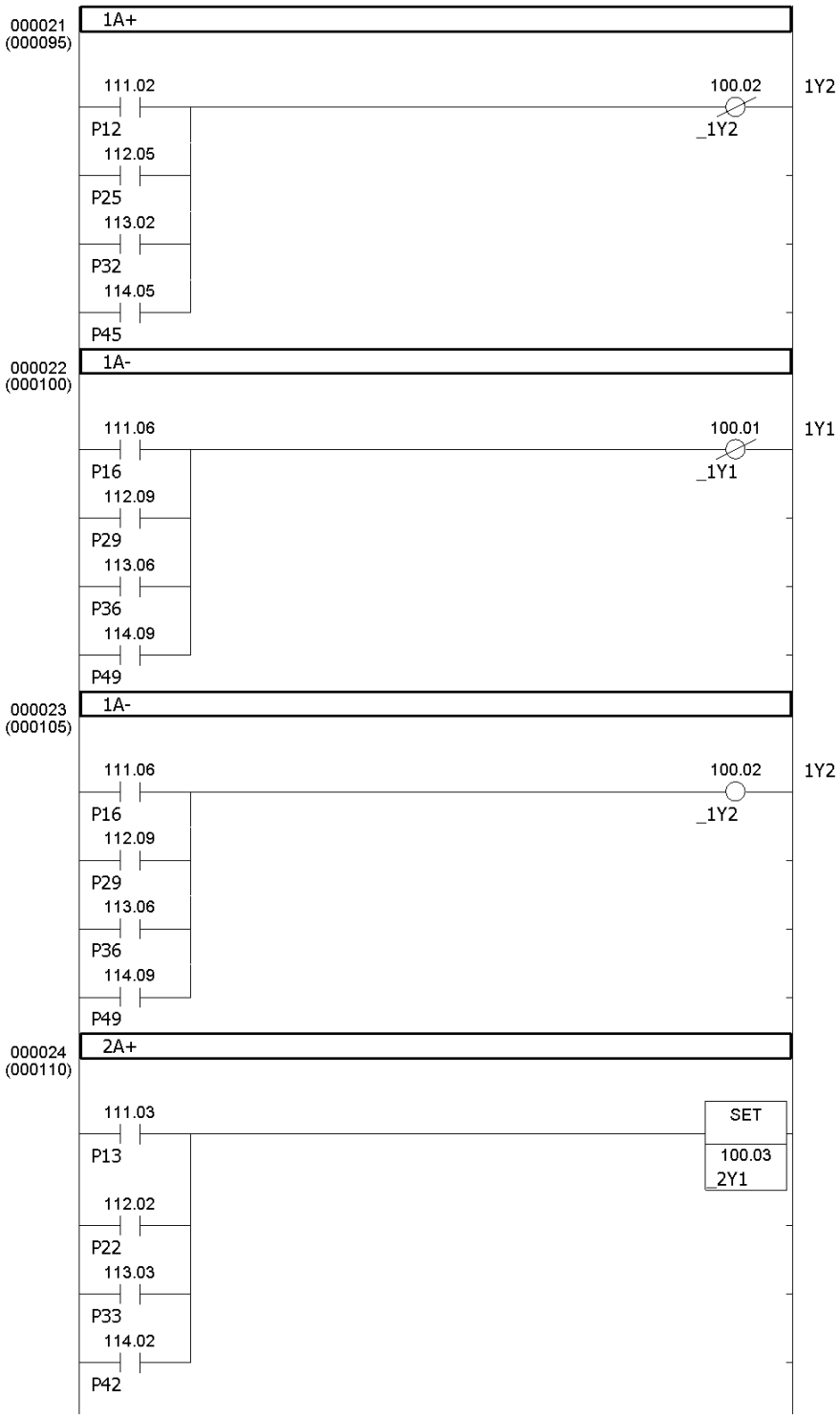
6. PROGRAMA DEL PLC EN DIAGRAMA DE CONTACTOS

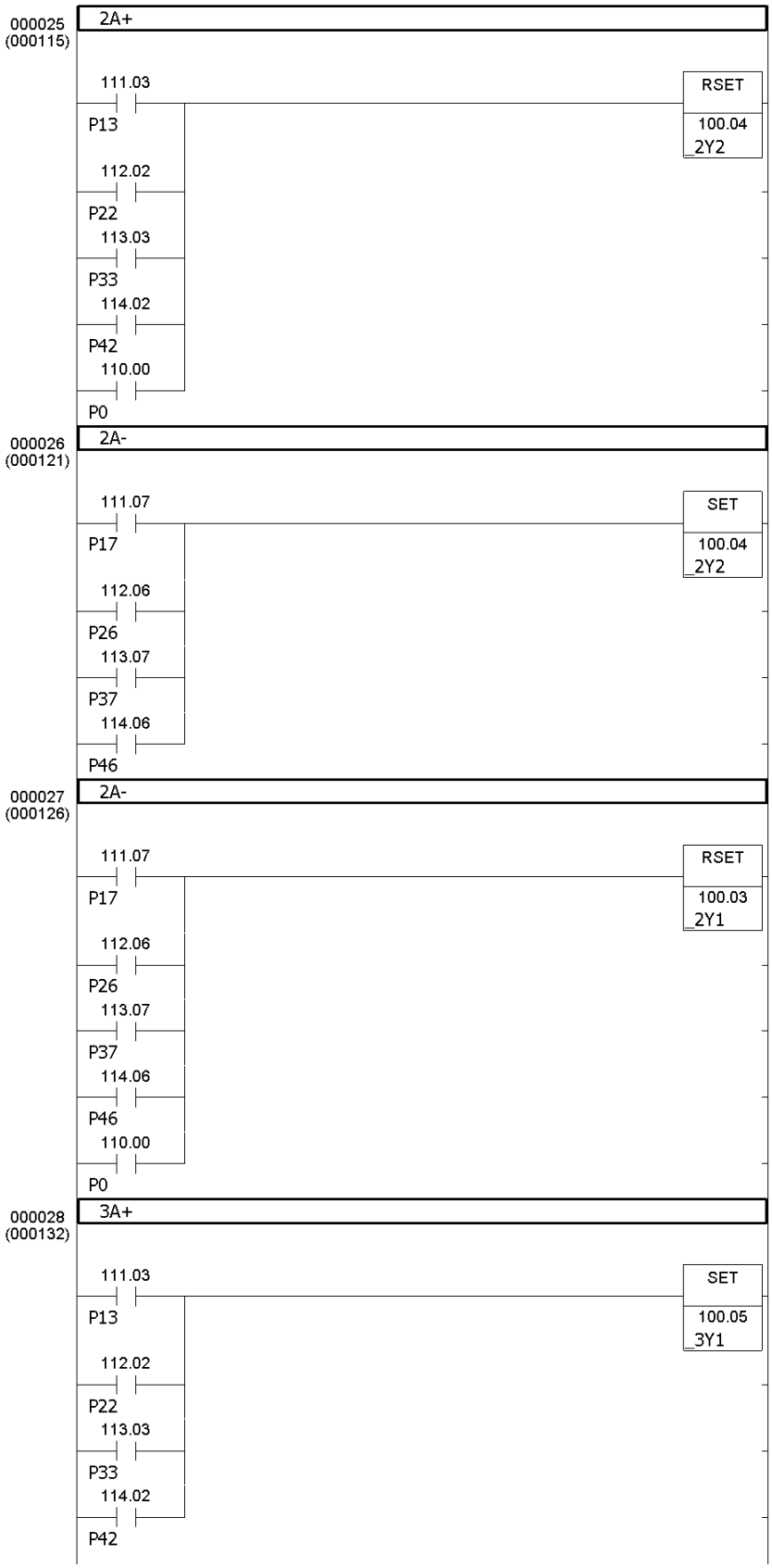


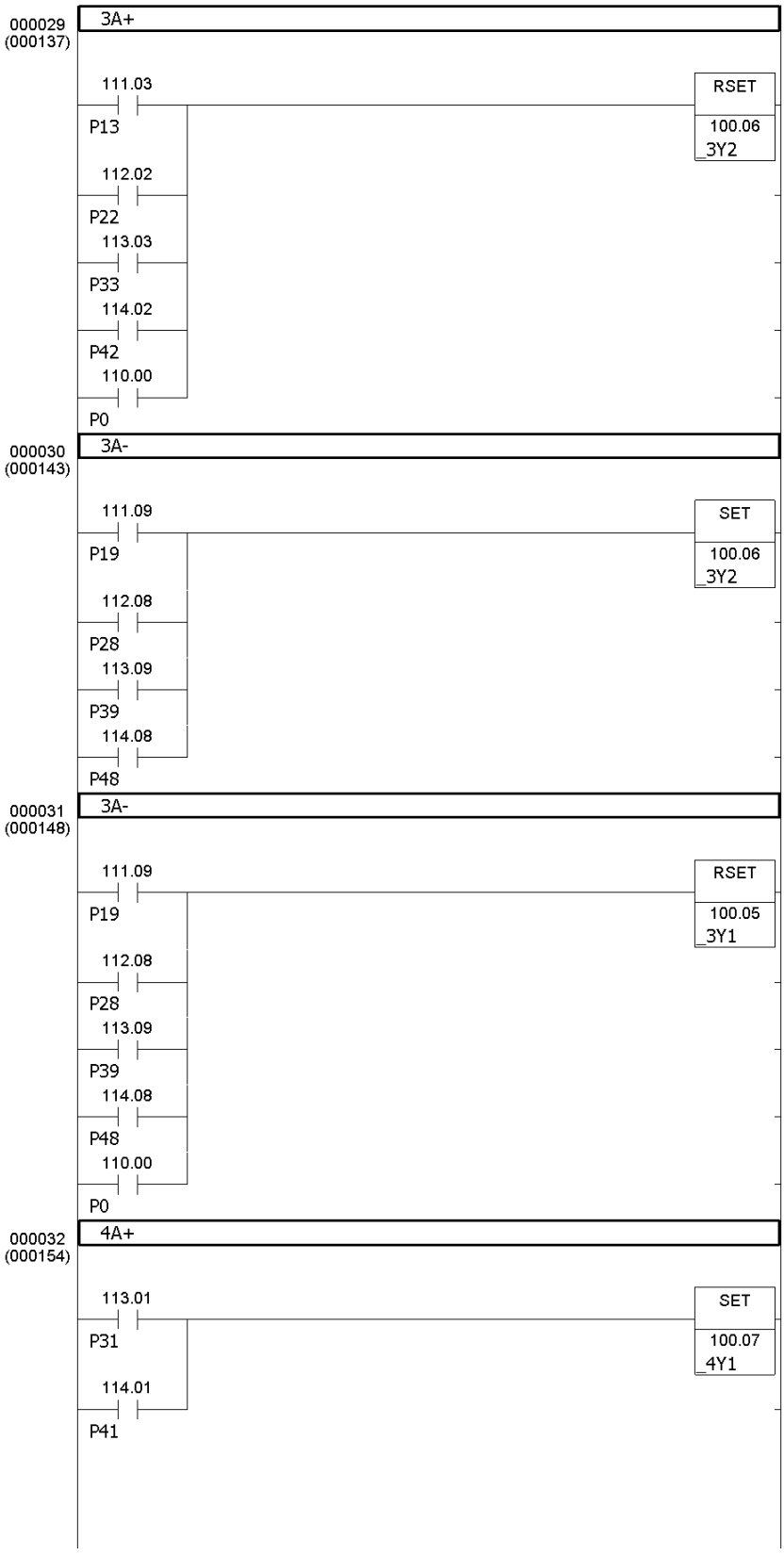

000005
(000030)
PASO 15: Se activa cuando las ventosas exteriores están succionando.
111.03
P13
0.05
_3S
SET
111.05
P15
RSET
111.03
P13
000006
(000034)
PASO 16: Se activa cuando las ventosas interiores dejan de succionar (5S) y los cilindros 2A1 y 2A2 llegan a su final de carrera (2S2 y 2S4).
111.05
P15
0.10
_5S
0.09
_2S2
SET
111.06
P16
RSET
111.05
P15
000007
(000039)
PASO 17: Se activa cuando _1S1 el cilindro 1A vuelve a su posición inicial (1S1)
111.06
P16
0.01
_1S1
SET
111.07
P17
RSET
111.06
P16
000008
(000043)
PASO 18: Se activa cuando los cilindros 2A1 y 2A2 lleguen a su posición inicial (2S1 y 2S3)
111.07
P17
0.06
_2S1
SET
111.08
P18
RSET
111.07
P17
000009
(000047)
PASO 19: Se activa cuando succionan las ventosas interiores.
111.08
P18
0.10
_5S
SET
111.09
P19
RSET
111.08
P18

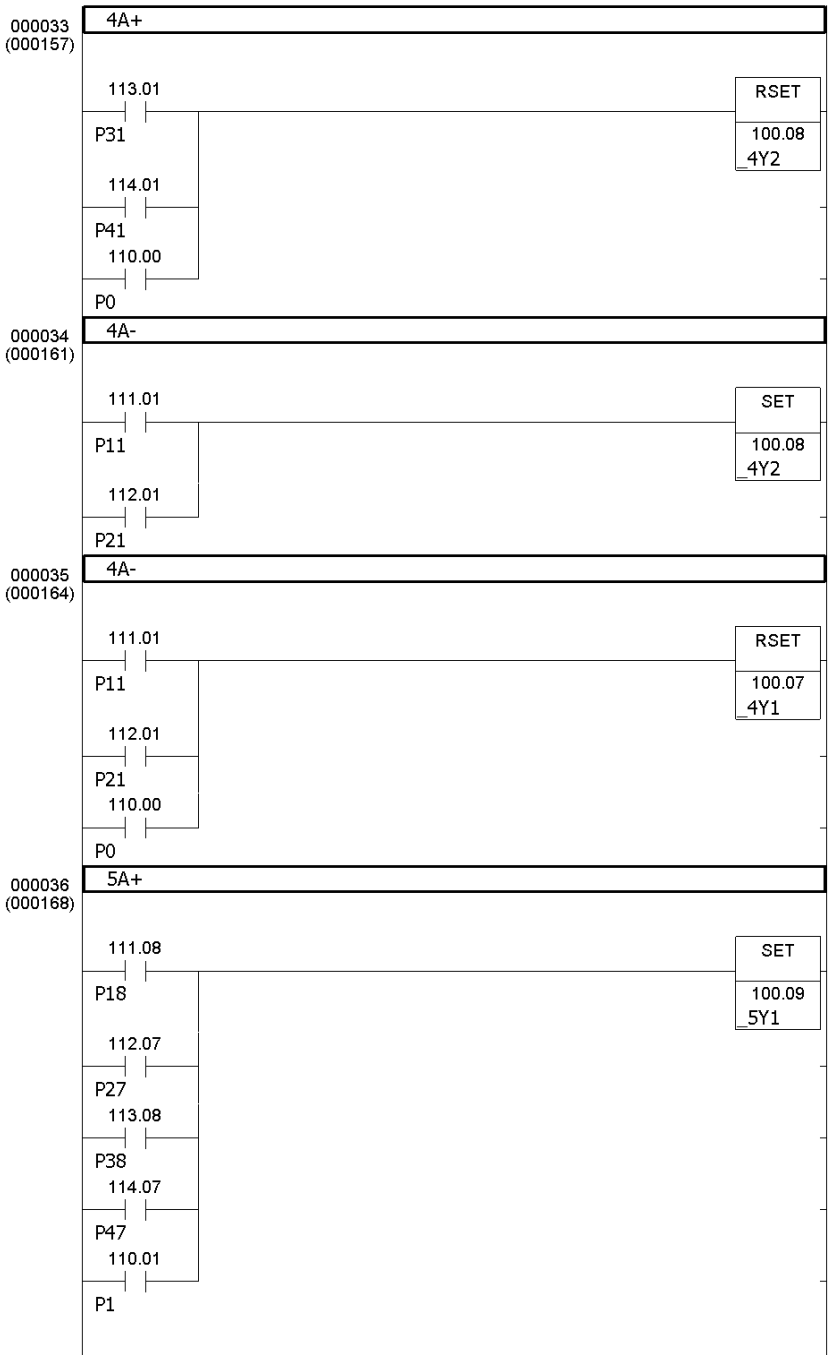

000010
(000051)
RESETEO P19: Cuando las ventosas exteriores dejan de succionar.
111.09
P19
0.05
_3S
RSET
111.09
P19
000011
(000054)
PASO 21: ES EL PRIMER PASO DE LA SUBRUTINA DE BAJAR. Se activa cuando se elige en el joystick la posición de abajo.
110.01
P1
0.12
DOWN
SET
112.01
P21
RSET
110.01
P1
000012
(000058)
PASO 22: Se activa cuando comprueba que 4A está girado correctamente para empezar a subir. Lo detecta el sensor 4S1.
112.01
P21
0.07
_4S1
SET
112.02
P22
RSET
112.01
P21
000013
(000062)
PASO 24: Se activa cuando las ventosas exteriores están succionando.
112.02
P22
0.05
_3S
SET
112.04
P24
RSET
112.02
P22
000014
(000066)
PASO 25: Se activa cuando las ventosas interiores NO están succionando y los cilindros 2A1 y 2A2 llegan al fin de carrera.
112.04
P24
0.09
_2S2
0.10
_5S
SET
112.05
P25
RSET
112.04
P24
000015
(000071)
PASO 26: Se activa cuando el cilindro 1A llega al fín de carrera.
112.05
P25
0.02
_1S2
SET
112.06
P26
RSET
112.05
P25

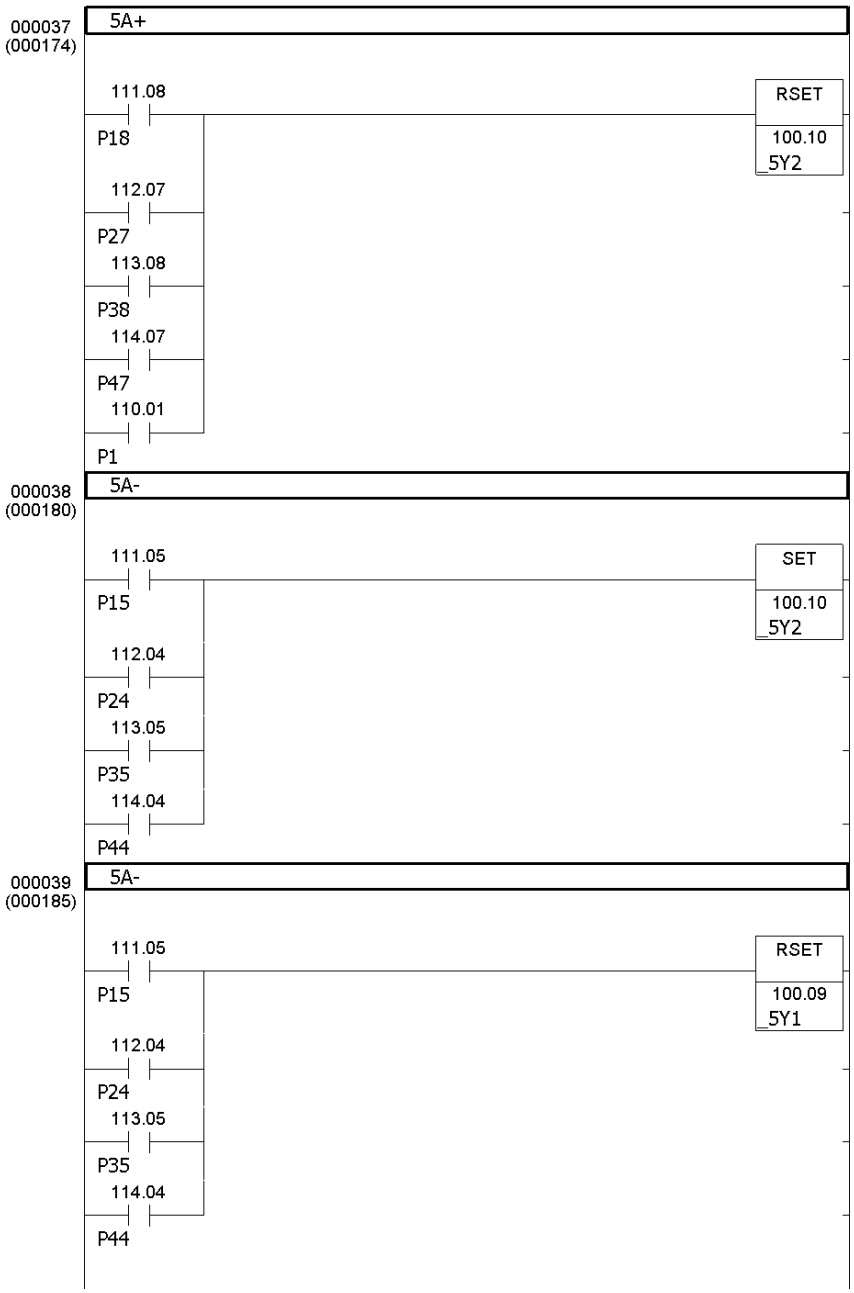

000016
(000075)
PASO 17: Se activa cuando _1S1 el cilindro 1A vuelve a su posición inicial (1S1)
112.06
P26
0.06
_2S1
SET
112.07
P27
RSET
112.06
P26
000017
(000079)
PASO 18: Se activa cuando los cilindros 2A1 y 2A2 lleguen a su posición inicial (2S1 y 2S3)
112.07
P27
0.10
_5S
SET
112.08
P28
RSET
112.07
P27
000018
(000083)
PASO 19: Se activa cuando succionan las ventosas interiores.
112.08
P28
0.05
_3S
SET
112.09
P29
RSET
112.08
P28
000019
(000087)
RESETEO P19: Cuando las ventosas exteriores dejan de succionar.
112.09
P29
0.01
_1S1
RSET
112.09
P29
000020
(000090)
1A+
111.02
P12
112.05
P25
113.02
P32
114.05
P45
100.01
_1Y1
1Y1


000021
(000095)
1A+
111.02
P12
112.05
P25
113.02
P32
114.05
P45
100.02
_1Y2
1Y2
000022
(000100)
1A-
111.06
P16
112.09
P29
113.06
P36
114.09
P49
100.01
_1Y1
1Y1
000023
(000105)
1A-
111.06
P16
112.09
P29
113.06
P36
114.09
P49
100.02
_1Y2
1Y2
000024
(000110)
2A+
111.03
P13
112.02
P22
113.03
P33
114.02
P42
SET
100.03
_2Y1


000025
(000115)
2A+
111.03
P13
112.02
P22
113.03
P33
114.02
P42
110.00
P0
RSET
100.04
_2Y2
000026
(000121)
2A-
111.07
P17
112.06
P26
113.07
P37
114.06
P46
SET
100.04
_2Y2
000027
(000126)
2A-
111.07
P17
112.06
P26
113.07
P37
114.06
P46
110.00
P0
RSET
100.03
_2Y1
000028
(000132)
3A+
111.03
P13
112.02
P22
113.03
P33
114.02
P42
SET
100.05
_3Y1


000029
(000137)
3A+
111.03
P13
112.02
P22
113.03
P33
114.02
P42
110.00
P0
RSET
100.06
_3Y2
000030
(000143)
3A-
111.09
P19
112.08
P28
113.09
P39
114.08
P48
SET
100.06
_3Y2
000031
(000148)
3A-
111.09
P19
112.08
P28
113.09
P39
114.08
P48
110.00
P0
RSET
100.05
_3Y1
000032
(000154)
4A+
113.01
P31
114.01
P41
SET
100.07
_4Y1


000033
(000157)
4A+
113.01
P31
114.01
P41
110.00
P0
RSET
100.08
_4Y2
000034
(000161)
4A-
111.01
P11
112.01
P21
SET
100.08
_4Y2
000035
(000164)
4A-
111.01
P11
112.01
P21
110.00
P0
RSET
100.07
_4Y1
000036
(000168)
5A+
111.08
P18
112.07
P27
113.08
P38
114.07
P47
110.01
P1
SET
100.09
_5Y1


000037
(000174)
5A+
111.08
P18
112.07
P27
113.08
P38
114.07
P47
110.01
P1
RSET
100.10
_5Y2
000038
(000180)
5A-
111.05
P15
112.04
P24
113.05
P35
114.04
P44
SET
100.10
_5Y2
000039
(000185)
5A-
111.05
P15
112.04
P24
113.05
P35
114.04
P44
RSET
100.09
_5Y1

7. PRESUPUESTO

El presupuesto total del proyecto asciende a:

Partida	Descripción	
6.1	Elementos comerciales de neumática y control	**1.369,38 €**
6.2	Elementos comerciales de estructura	**38,09 €**
6.3	Elementos no comerciales	**366,04 €**
6.4	Diseño	**4.380 €**
6.5	Montaje y puesta a punto	**1.200 €**
	TOTAL	**7.353,51 €**

7.1. Elementos comerciales de neumática y control

Presupuesto remitido por el distribuidor FESTO de Barcelona.

ctdad	Descripción	Referencia	€ / un.	
1	Terminal de válvulas	525675 80P-10-1MF-PF-N-SLG-5M3L-S	330,5 €	330,5 €
1	Actuador giratorio	187431 DRQD-6-90-J20-A-FW-HS	203,6 €	203,6 €
10	Racor rápido roscado en L	130769 QSML-M3-4-100	2,3 €	23 €
2	Detector de proximidad	525913 SME-10F-DS-24V-K2,5L-OE	20,4 €	40,8 €
2	Unidad de guía	170824 DFM-12-10-P-A-GF	140,1 €	280,2 €
10	Racor rápido roscado en L	130771 QSML-M5-4-100	1,61 €	16,1 €
4	Detector de proximidad	150855 SME-8-K-LED-24	21 €	84 €
2	Tobera aspiradora por vacío	193507 VN-05-H-T3-PI4-VI4-RO1	19,1 €	38,2 €
10	Racor rápido roscado	153002 QS-1/8-6	1,3 €	13 €
2	Racor múltiple	153231 QSLV4-1/8-4	8,3 €	16,6 €
8	Ventosa plana	36143-VAS-40-1/4-NBR	6,15 €	49,2 €
4	Válvula de retención de vacío	33969 ISV-1/8	13,8 €	55,2 €
10	Racor rápido roscado	153022 QSF-1/8-4-B	2,44 €	24,4 €
1	Unidad de control (PLC)	177428 FEC-FC20-FST	284,6 €	284,6 €
				1.174,8 €
	IVA		16%	187,97 €
				1.362,77 €
	Portes			6,61 €
				1.369,38 €

7.2. Elementos comerciales de estructura

Presupuesto remitido por el distribuidor BIPRO de Zarautz (Gipuzkoa)

ctdad	Descripción	Referencia	€ / un.	
2	perfil 20 x 20 150 mm	3 842 992 888 / 150	2,50 €	5,00 €
2	perfil 20 x 20 280 mm	3 842 992 888 / 280	2,50 €	5,00 €
4	Escuadras ranura de 6 mm	3 842 523 511	2,38 €	9,52 €
4	patines	3 842 523 213	1,58 €	6,32 €
25	Tuerca martillo ranura 6 M4	3 842 523 220	0,49 €	12,25 €
				38,09 €

7.3. Piezas no comerciales

Precio del mecanizado considerando un coste de operario y máquina de 40 €/hora.

ctdad	Descripción	Horas	€ / hora pieza	
1	Pieza plano 5: fleje sujección cilindro 1A	1	40 €	40 €
2	Pieza plano 8: fleje ventosas exteriores	0,5	40 €	40 €
1	Pieza plano 12.2: placa ventosas interiores	2	40 €	80 €
1	Pieza plano 13: Pletina sujección actuador de giro	2	40 €	80 €
1	Pieza plano 14: Escuadra fijación cilindro 2A1	1	40 €	40 €
1	Pieza plano 15: Escuadra fijación cilindro 2ª2	1	40 €	40 €
				320 €

Precio del material de aluminio para la realización de las piezas descritas anteriormente. Remitido por el distribuidor AluStock de Vitoria.

Ctdad	Descripción	€ / pieza	
2	Perfil en ángulo 60x40 x 4 mm SIMAGALTOK 6063.	8,02 €	16,04 €
1	Placa de SIMAGALTOK e 4mm 70x70	15 €	15,00 €
1	Pletina 190x30x4	15,00 €	15,00 €
			46,04 €

			320 €
			46,04 €
	Total piezas no comerciales		**366,04 €**

7.4. Diseño

Horas	Concepto	Coste/ hora	Coste total
40	Diseño mecánico de la máquina así como elaboración de planos para fabricación en taller	60 €	2400 €
4	Diseño de los esquemas neumáticos y electricos	60 €	240 €
25	Diseño de la secuencia de automatización y del programa del PLC	60€	1500 €
8	Elaboración de los documentos del proyecto: memoria, planos, presupuesto.	60 €	240 €
			4.380 €

7.5. Montaje y puesta a punto

Horas	Concepto	Coste/ hora	Coste total
40	Montaje y puesta a punto de la máquina	30 €	1200 €
			1.200 €

8. MANUAL DE INSTRUCCIONES

Para un correcto y seguro funcionamiento de la máquina se recomienda la lectura de este manual antes de la puesta en marcha.

La máquina depende para su correcto funcionamiento de dos fuentes de energía: eléctrica de baja tensión y neumática. Se debe poner en marcha en primer lugar la parte neumática de la máquina y después la parte eléctrica.

8.1. Puesta en marcha de la parte neumática

El aire comprimido llega a la máquina por medio de un tubo de poliuretano flexible de 10 mm de diámetro exterior. La conexión de este tubo a la instalación de aire se hace por medio de un enchufe rápido que se debe conectar a la instalación.

Para la puesta en marcha de la energía neumática de la máquina se ruega seguir los siguientes pasos:

1. Comprobar que la válvula de paso de la instalación está **cerrada**.

CERRADA	ABIERTA

2. Introducir el enchufe rápido. Si se comprueba que ofrece resistencia quiere decir que después de la válvula de paso la instalación tiene aire a presión por lo que se recomienda eliminar ese aire.
3. Una vez introducido el enchufe rápido se puede abrir la llave de paso. Al hacerlo se observará que en el manómetro de la unidad de mantenimiento 0Z1 indicará una presión mayor que la atmostférica y menor que la presión máxima de funcionamiento (6,5 bar). Ahora se puede regular la presión de trabajo. **Se recomienda trabajar a 6 bar.**

4. Se puede abrir la llave de paso 0V1 de la máquina. En ese momento todos los actuadores neumáticos deben moverse a la posición inicial de reposo. Este movimiento debe ser suave debido a la acción de la válvula de arranque progresivo 0V2. Una vez que todos los actuadores se posicionen en su inicio la presión debe ir aumentando hasta que en la válvula de arranque progresivo salga el chivato y se oiga un *"clac"* característico. En ese instante la instalación neumática en la máquina está lista para usar.
5. Comprobar que la instalación neumática de la máquina no tiene fugas. Si las tuviera se debe cerrar la válvula 0V1 y reparar dicha fuga.

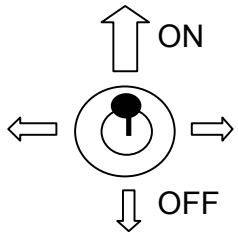
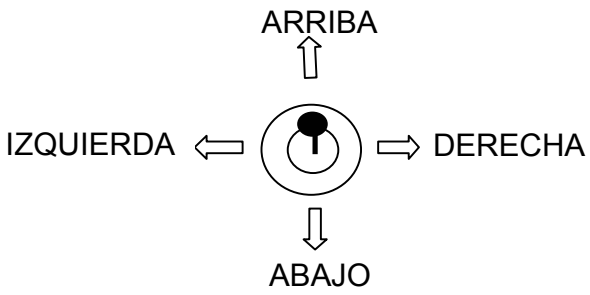
8.2. Puesta en marcha de la parte eléctrica de la máquina

El PLC de la máquina está conectada a la red eléctrica de 220 V de corriente alterna. En el PLC hay un interruptor de puesta en marcha.

Una vez accionado se pone en marcha la fuente de alimentación de 24 V de corriente contínua encendiendose el led que indica "*POWER ON*" en el PLC. La fuente de alimentación alimenta tanto las electroválvulas de la máquina como los sensores.

8.3. Funcionamiento de la máquina

La máquina dispone de dos mandos (tipo "joystick") para su mando. Uno que hace de pulsador de marcha y paro. Y otro que se usa para seleccionar la dirección de avance de la máquina.

	
Selección de MARCHA y PARO	Selección de dirección

En primer lugar se debe colocar la máquina sobre la ventana. En ese instante se debe accinar el "joystick" según la dirección "ON".

9. PLANOS

Los planos del montaje se han ordenado siguiendo más o menos el orden de montaje de los elementos de la máquina,

PLANO 1: **Plano de conjunto.** Se enumeran en el cajetín todos los subconjuntos. Se añaden las dimensiones generales.

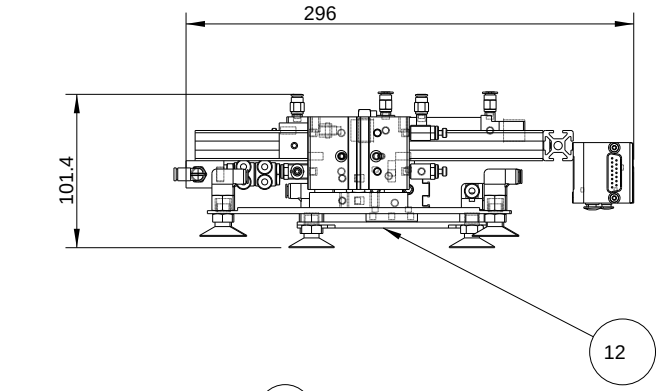
PLANO 2: Bastidor. Se incluyen tres vistas cartesianas con las dimensiones genrales y una vista isométrica explosionada para detallar el montaje.

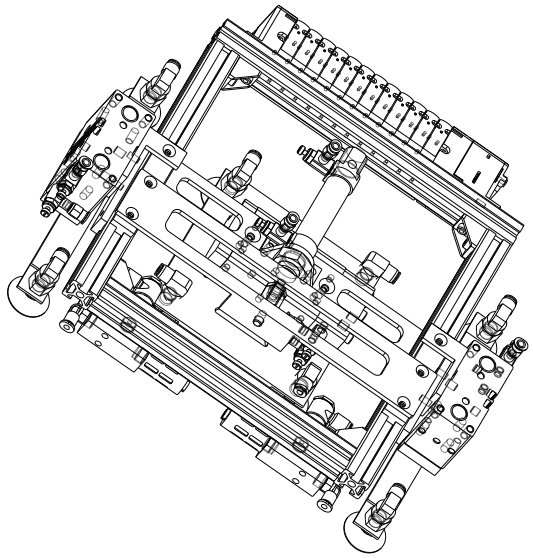
PLANO 3: Montaje 4A. Se detalla el montaje del actuador de giro 4A.

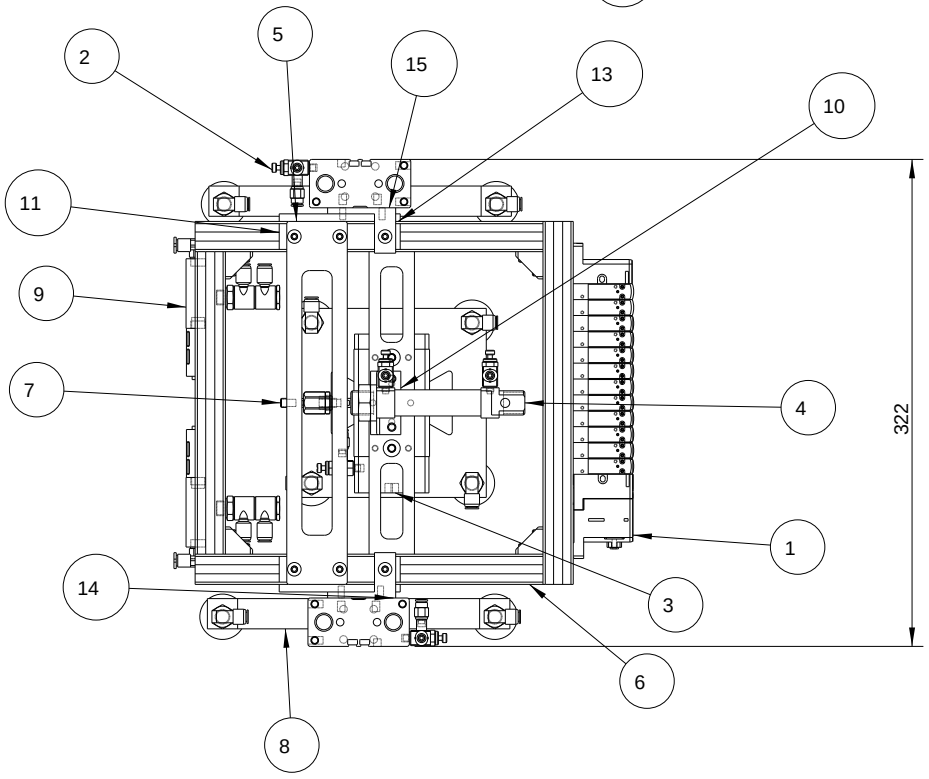
PLANO 4: Montaje 1A. En una vista explosionada se detalla el montaje del actuador 1A.

PLANO 5: Montaje 2A. Es el montaje de uno de los actuadores 2A como la máquina es simétrica el otro actuador se monta de manera análoga a la explicada en este plano pero en la parte derecha.

PLANOS 6-8: Planos de piezas a realizar en el taller mecánico. Son planos con tres vistas cartesianas además de una vista isométrica con las dimensiones y datos necesarios para su fabricación en el taller mecánico.







Nº Piezas	Denominación	Marca	Material	Fichero
1	Escuadra izquierda soporte cilindro 2A	15	SIMAGALTOK6063	SOPORTE_CILVERT_IZDA
1	Escuadra fijación cilindro vertical	14	SIMAGALTOK6063	SOPORTE_CILVERT
1	Pletina ventosas exteriores	13	Simagaltok	PLETINA_AG_2005
1	Subconjunto ventosas interiores	12		PLACA_VENTOSAS_2005
4	Patín	11	NATURAL_POM	PATIN6
1	Fijación cilindro 1A	10		HBN12
2	Generador de vacío	9		GENVACIO_RACORES
2	Subconjunto ventosas exteriores	8		FLEJE_VENTOSAS_2005
1	Cabezal vástago cilindro 1A	7		FKM600ASM
1	Sujbconjunto estructura: bastidor	6		ESTARAINA2005
1	Escuadra para mover los patines	5	SIMAGALTOK	ESCUADRADSNU
1	Cilindro 1A	4		DSNU16_25
1	Actuador 4A	3		DRQD_16_90
2	Actuador 2A	2		DFM16_10
1	Electroválvulas	1		BLOQUEVALVULAS

Metodo Proyección	Unidad dimens.	Toler. geom.	Fecha 1ª copia	Alumnos:
	mm.	ISO2768-m		
Escala	Estado superficial	Toler. general	Fecha revisión	
1:5	UNE 1037	ISO2768-K		
		UNE A4		

Denominación:

Plano de conjunto

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIEROS

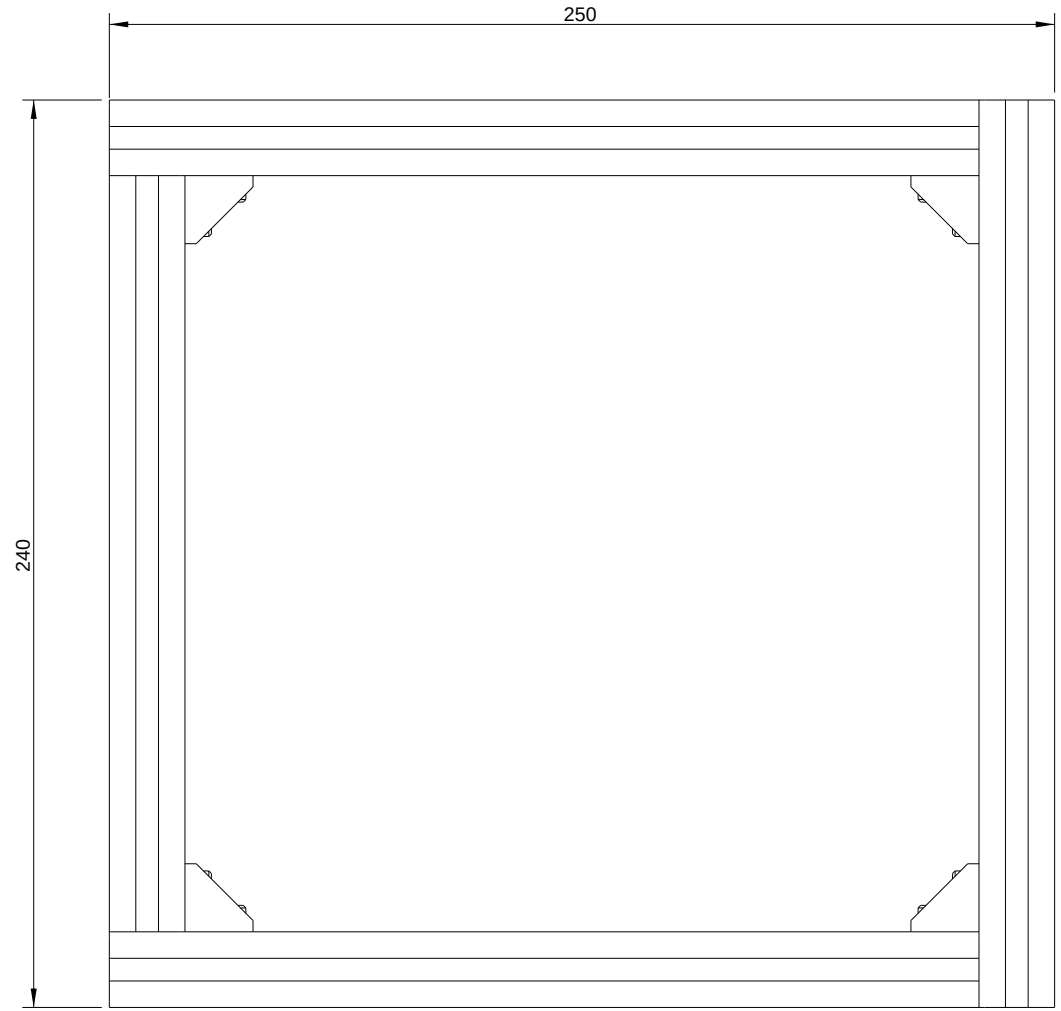
TECNUN SAN SEBASTIAN

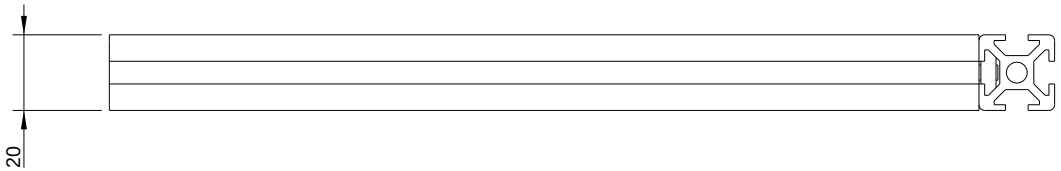
Nº Plano: 1

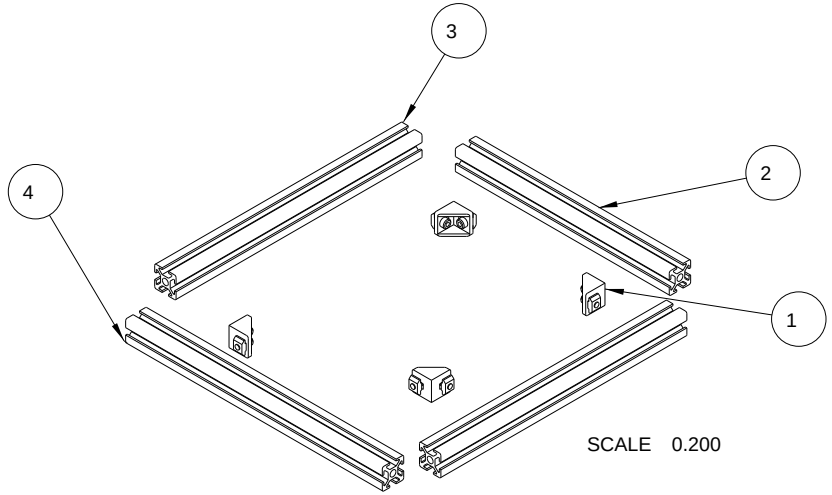
Sustituye a:

Sustituido por:

Formato Din A-4 (210x297)







SCALE 0.200

1	Perfil 20x20x240 mm	4	AlMgSi0,5F25	PAL20X20_240
2	Perfil 20x20x230 mm	3	AlMgSi0,5F25	PAL20X20_230
1	Perfil 20x20x200 mm	2	AlMgSi0,5F25	PAL20X20_200
4	Escuadra de fijación perfiles de ranura 6	1	DIECAST_ALUMINUM	ESC_EXT_6
Nº Piezas	Denominación	Marca	Material	Fichero

Metodo Proyección	Unidad dimens. mm.	Toler. geom. ISO2768-m	Fecha 1ª copia	Alumnos: Nº Grupo
		Toler. general ISO2768-K		
Escala 1:2	Estado superficial UNE 1037	UNE A4	Fecha revisión	

Denominación:

Bastidor

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIEROS

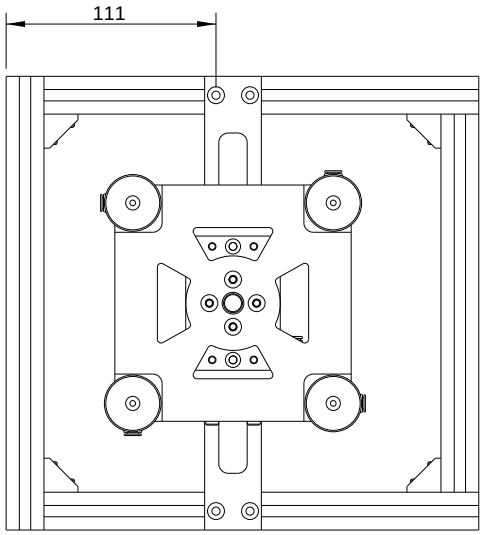
TECNUN SAN SEBASTIAN

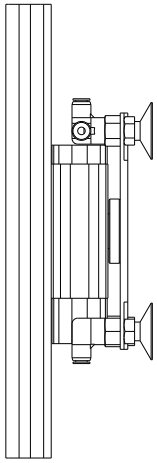
Nº Plano: 2

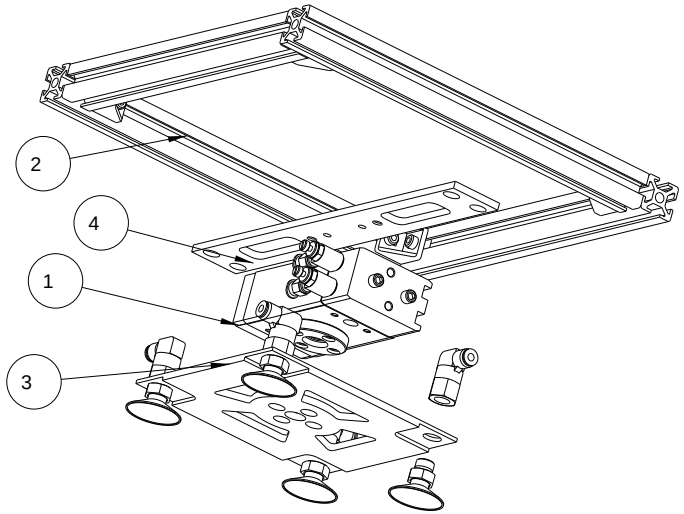
Sustituye a:

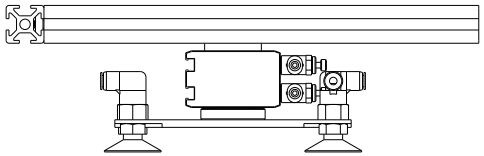
Sustituido por:

Formato Din A-4 (210x297)









1	Pletina ventosas exteriores		4	Simagaltok	PLETINA_AG_2005
1	Placa ventosas		3		PLACA_VENTOSAS_2005
1	Bastidor		2		ESTARAINA2005
1	Actuador de giro 4A		1		DRQD_16_90
Nº Piezas	Denominación		Marca	Material	Fichero

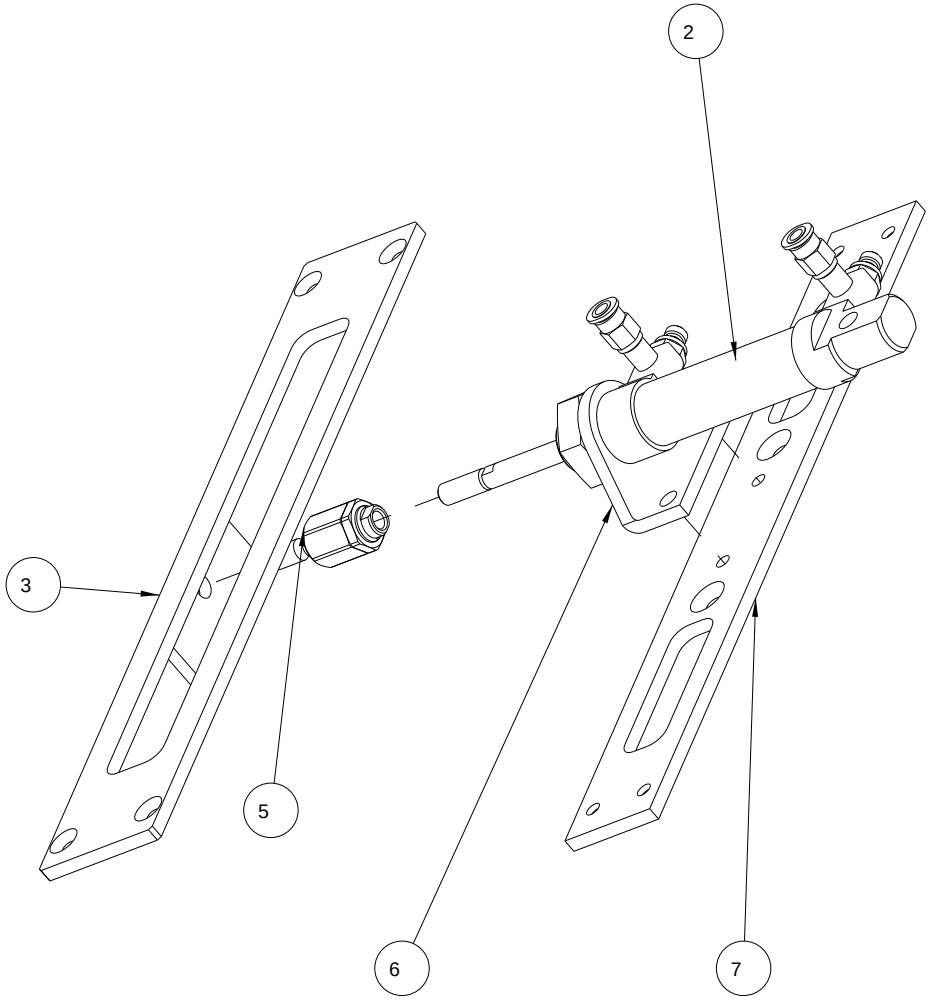
Metodo Proyección	Unidad dimens.	Toler. geom.	Fecha 1ª copia	Alumnos:
	mm.	ISO2768-k		
		Toler. general		
Escala	Estado superficial	ISO2768-m	Fecha revisión	
1:4	UNE 1037	UNE A4		

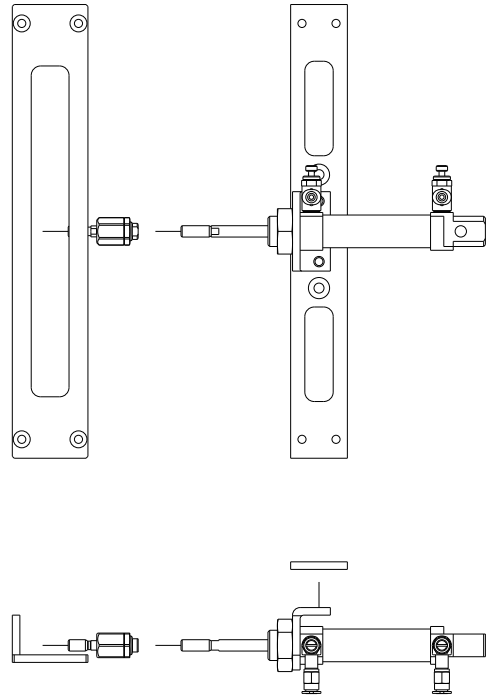
Denominación:

Montaje4A

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIEROS	Nº Plano: 3
	Sustituye a:
TECNUN SAN SEBASTIAN	Sustituido por:

Formato Din A-4 (210x297)





SCALE 0.250

Nº Piezas	Denominación	Marca	Material	Fichero
1	Pletina ventosas exteriores	7	Simagaltok	PLETINA_AG_2005
1	Fijación actuador 1A	6		HBN12
1	Unión flexible vástago de 1A	5		FKM600ASM
1	Bastidor	4		ESTARAINA2005
1	Escuadra para mover los patines	3	SIMAGALTOK	ESCUADRADSNU
1	Actuador 1A	2		DSNU16_25
1		1		DRQD_16_90

Metodo Proyección	Unidad dimens.	Toler. geom.	Fecha 1ª copia	Alumnos:
	mm.	ISO2768-k		Nº GRUPO
		Toler. general		
Escala	Estado superficial	ISO2768-m	Fecha revisión	
1:2	UNE 1037	UNE A4		

Denominación:

Montaje 1A

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIEROS

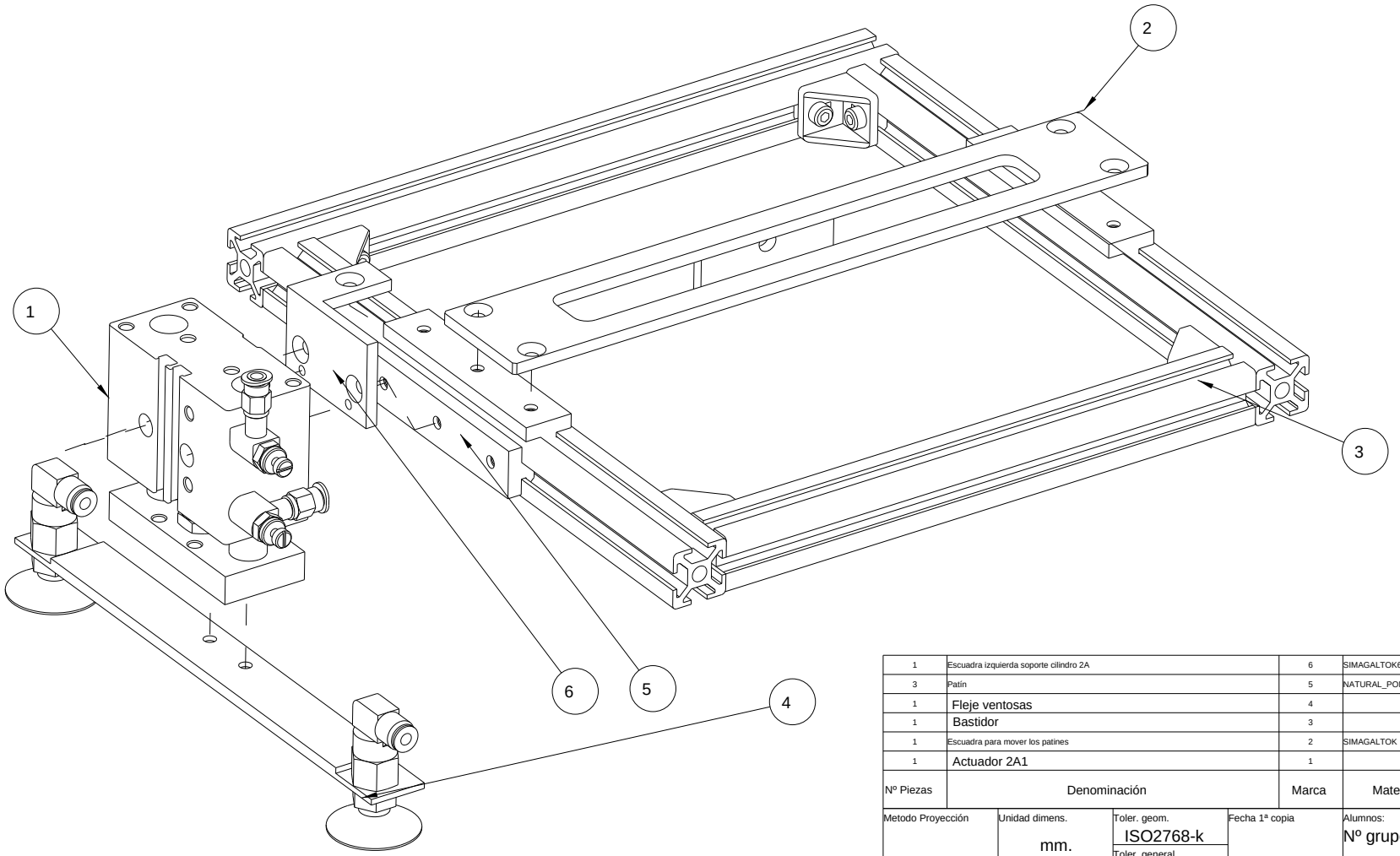
TECNUN SAN SEBASTIAN

Nº Plano: 4

Sustituye a:

Sustituido por:

Formato Din A-4 (210x297)



Nº Piezas	Denominación	Marca	Material	Fichero
1	Escuadra izquierda soporte cilindro 2A	6	SIMAGALTOK6063	SOPORTE_CILVERT_IZDA
3	Patín	5	NATURAL_POM	PATIN6
1	Fleje ventosas	4		FLEJE_VENTOSAS_2005
1	Bastidor	3		ESTARAINA2005
1	Escuadra para mover los patines	2	SIMAGALTOK	ESCUADRADSNU
1	Actuador 2A1	1		OFM16_10

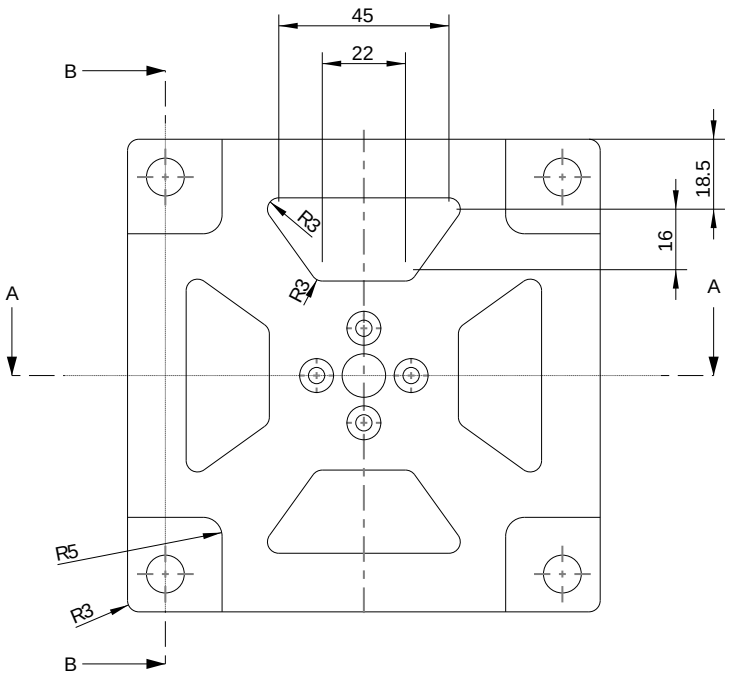
Metodo Proyección	Unidad dimens.	Toler. geom.	Fecha 1ª copia	Alumnos:
	mm.	ISO2768-k		Nº grupo
		Toler. general		
Escala	Estado superficial	ISO2768-m	Fecha revisión	
1:2	UNE 1037	UNE A4		

Denominación:

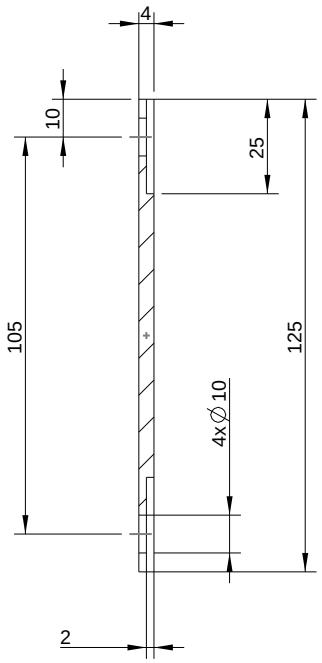
Montaje 2A

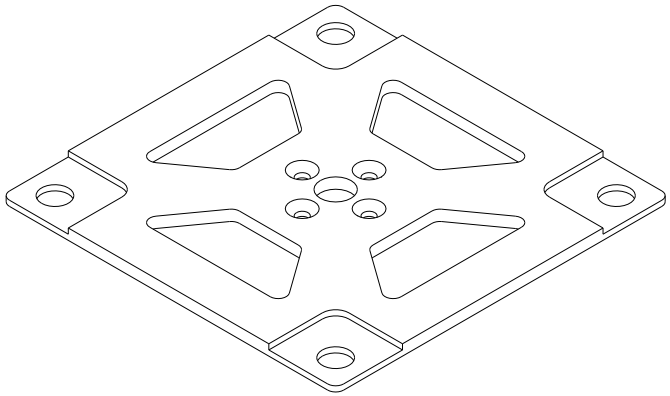
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIEROS	Nº Plano: 5
	Sustituye a:
TECNUN SAN SEBASTIAN	Sustituido por:

Formato Din A-4 (210x297)

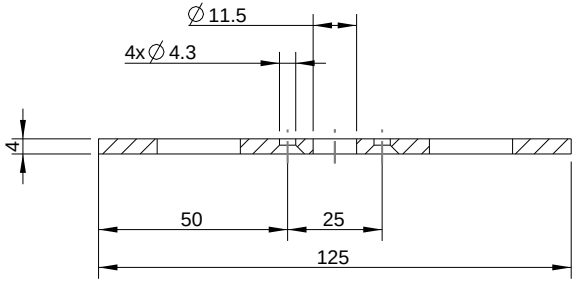


SECTION B-B





SECTION A-A



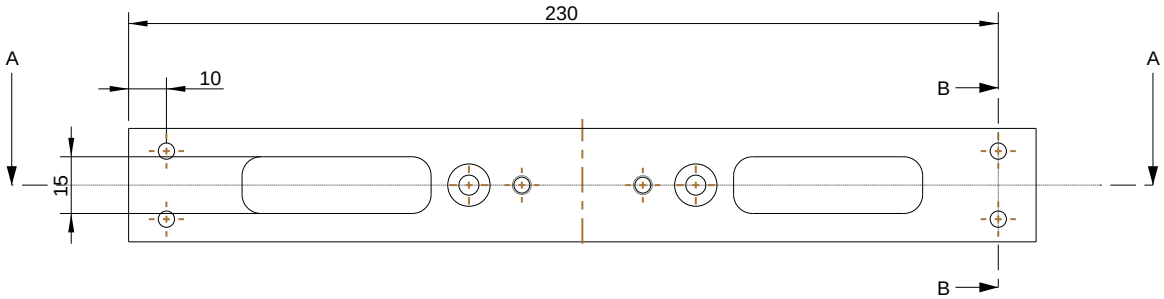
Metodo Proyección	Unidad dimens.	Toler. geom.	Fecha 1ª copia	Alumnos:
	mm.	Toler. general		
Escala	Estado superficial		Fecha revisión	
1:2	UNE 1037	UNE A4		

Denominación:

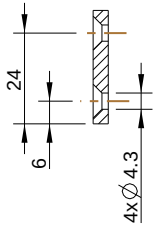
Placa Ventosas

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIEROS	Nº Plano: 6
	Sustituye a:
TECNUN SAN SEBASTIAN	Sustituido por:

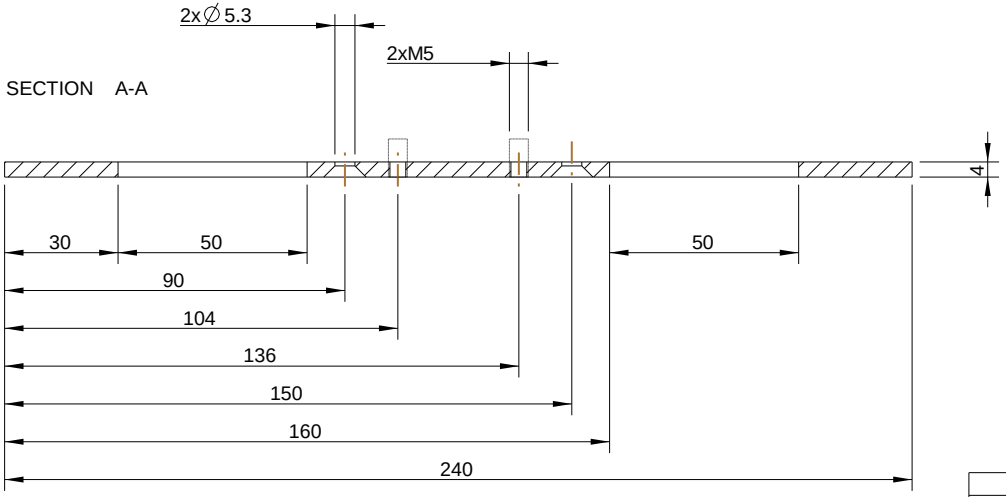
Formato Din A-4 (210x297)

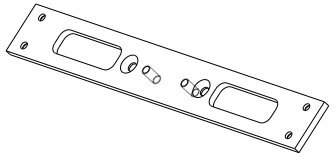


SECTION B-B



SECTION A-A





Nº Piezas	Denominación	Marca	Material	Fichero

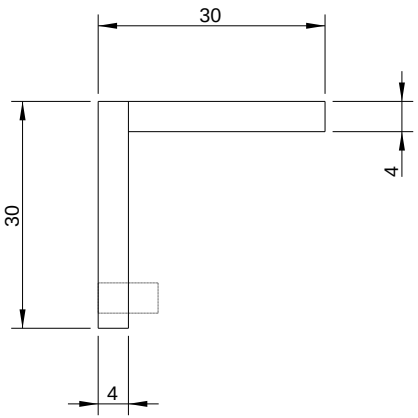
Metodo Proyección	Unidad dimens. mm.	Toler. geom. ISO2768-k / Toler. general ISO2768-m	Fecha 1ª copia / Fecha revisión	Alumnos:
Escala 1:2	Estado superficial UNE 1037	UNE A4		

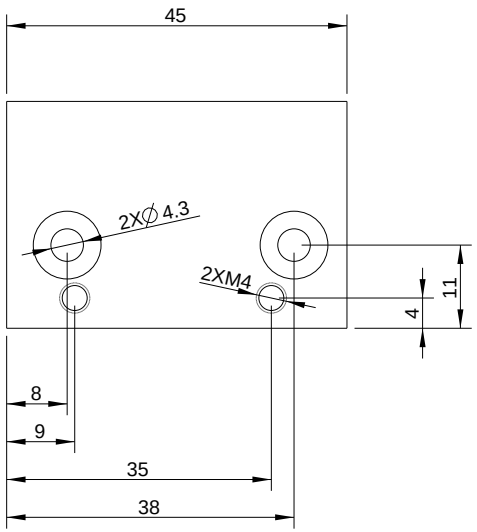
Denominación:

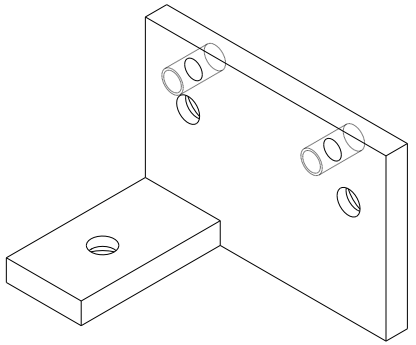
Pletina apoyo actuador de giro

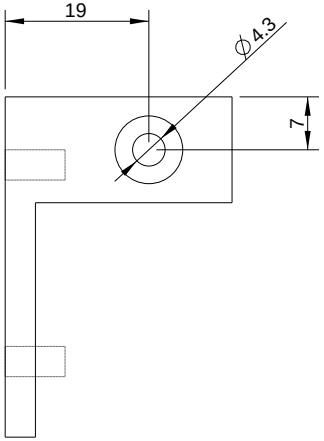
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIEROS	Nº Plano: 7
	Sustituye a:
TECNUN SAN SEBASTIAN	Sustituido por:

Formato Din A-4 (210x297)









Metodo Proyección	Unidad dimens.	Toler. geom.	Fecha 1ª copia	Alumnos:
	mm.	ISO2768-m		Nº Grupo
Escala	Estado superficial	Toler. general ISO2768-K	Fecha revisión	
1:1	UNE 1037	UNE A4		

Denominación:

Soporte actuador 2A

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIEROS		Nº Plano: 8
		Sustituye a:
TECNUN	SAN SEBASTIAN	Sustituido por:

Formato Din A-4 (210x297)